



TUGAS AKHIR - TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG KAYU
ADJUSTABLE DENGAN SISTEM *SLIDING***

**NATRISKA SHEPA JULIANTO
NRP. 2113 039 008**

**MUHAMMAD FAHRIZAL
NRP. 2113 039 018**

**Dosen Pembimbing I
Ir. Syamsul Hadi, MT.**

**Dosen Pembimbing II
Ir. Subowo, M.Sc.**

**Instruktur Pembimbing
Hendi Dermawan, S.Pd**

**JURUSAN D-3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA ITS -
DISNAKERTRANSDUK JAWA TIMUR
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TM 145648

**ADJUSTABLE WOOD CUTTING MACHINE WITH
SLIDING SYSTEM**

**NATRISKA SHEPA JULIANTO
NRP. 2113 039 008**

**MUHAMMAD FAHRIZAL
NRP. 2113 039 018**

**Counsellor Lecturer I
Ir. SYAMSUL HADI, MT.**

**Counsellor Lecturer II
Ir. SUBOWO, M.Sc.**

**Counsellor Instructor
HENDI DERMAWAN, S.Pd**

**DEPARTMENT OF D-III DISNAKERTRANSDUK MECHANICAL
ENGINEERING
Faculty of Technology
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**

**RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG KAYU
ADJUSTABLE DENGAN SISTEM SLIDING**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya (A.Md)

pada

Program Studi Diploma III

Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

NATRISKA SHEPA JULIANTO

NRP. 2113 039 008

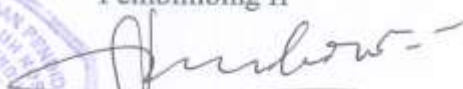
MUHAMMAD FAHRIZAL

NRP. 2113 039 018

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

Pembimbing I

Pembimbing II



Ir. Syamsul Hadi, M.T

NIP. 19581103 198701 1 001

Ir. Subowo, M.Sc

NIP. 19581024 198701 1 000

Instruktur Pembimbing



Hendi Dermawan, S.Pd

NIP. 19821213 201101 1 006

**Surabaya,
September 2016**

RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG KAYU

ADJUSTABLE DENGAN SISTEM SLIDING

Nama Mahasiswa : 1. Natriska Shepa Julianto
2. Muhammad Fahrizal
NRP : 1. 2113039008
2. 2113039018
Jurusan : D-3 Teknik Mesin
Disnakertransduk FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Syamsul Hadi, MT
Co-Dosen Pembimbing : Ir. Subowo, M.Sc
Instruktur Pembimbing : Hendi Dermawan, S.Pd

Abstrak

UKM Empoe kayoe merupakan salah satu UKM yang bergerak dibidang kerajinan kayu. UKM memproduksi kerajinan yang berbahan dasar kayu seperti kursi, meja, pigora dsb. Adapun tahapan dalam mendapatkan suatu produk yaitu pertama pelepasan kayu dari pallet kayu yang kedua yaitu pengukuran dan pemotongan yang ketiga yaitu perakitan kemudian yang terakhir proses finishing.

Selama ini proses proses pemotongan dan pengukuran masih manual yaitu untuk pengukuran masih menggunakan meteran atau penggaris dan untuk pemotongan masih menggunakan gerinda tangan sehingga presisi serta keseragaman antar benda kerja tidak terjamin.

Oleh karena itu dibuat suatu Mesin pemotong kayu yang lebih efisien agar dapat meningkatkan produktivitas dan K3 di UKM empoe kayoe. Dari hasil perhitungan dan observasi, dibutuhkan putaran 2850 rpm dan motor AC 1,5 HP, menggunakan poros berdiameter 30 mm dengan bahan S45C dan Circular Saw diameter 30 cm, menggunakan puli dengan diameter luar 76,2 mm dan V-belt tipe A, menggunakan pasak dengan bahan S30C, gaya potong 19,8N dan Torsi sebesar 2970 Nmm.

Kata kunci: Pemotong, Kayu, Adjustable

ADJUSTABLE WOOD CUTTING MACHINE WITH SLIDING SYSTEM

Student Name : 1. Natriska Shepa Julianto
2. Muhammad Fahrizal
NRP : 1. 2113039008
2. 2113039018
Department : D-3 Teknik Mesin
Disnakertransduk FTI-ITS
Counsellor Lecturer : Ir. Syamsul Hadi, MT
Co-Counsellor Lecturer : Ir. Subowo, M.Sc
Counsellor Instructor : Hendi Dermawan, S.Pd

Abstract

UKM Empoe kayoe is one of UKM which engaged in woodcrafting such as chair, table, vigora, etc. First step to make woodcraft is taking the wood down, one by one, from the wood pallet. After that, measure and cut the wood based as necessary then assemble it and the last is finishing.

Heretofore, the measuring and cutting process was done manually by using ruler and hand grinder. Thus, the precision and uniformity are not well guaranteed.

Therefore, adjustable wood cutting machine was designed with purpose of improving efficiency, productivity and safety in UKM Empoe Kayoe. From the approximate calculation and observation, obtained the amount of motor rotation is 2850 rpm from AC motor with power of 1,5HP, using S45C shaft with 30 mm diameter, 30 cm circular saw, pulley with 76,2 mm outer diameter, type A V-belt, S30C peg, produced cutting force by 19,8N and torque 2970Nmm

Keywords: wood cutter, adjustable

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR GAMBAR	xiv

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Perancangan	3
1.5 Manfaat Perancangan	3
1.6 Target Luaran	4
1.7 Sistematika Penulisan	4

BAB II DASAR TEORI

2.1 Kayu	7
2.1.1 Pengertian Kayu dan Beberapa Contoh Kayu	7
2.1.2 Pallet	8
2.1.3 Cara Pemotongan Kayu Secara Manual dan Mesin Pemotong Kayu Yang Sudah Ada Sebelumnya	9
2.2 Rumus Perhitungan Gaya	11
2.2.1 Analisa Gaya	11
2.2.1.1 Gaya Potong	11
2.2.1.1.1 Gaya Makan	12
2.2.1.1.2 Specifiec Cutting Force	12
2.2.1.1.3 Gaya Potong per Gigi	13
2.2.1.2 Kecepatan Pemotongan	13
2.2.1.3 Kecepatan Makan	13

2.2.1.4 Laju Penghasilan Geram	13
2.2.1.5 Analisis Daya.....	14
2.3 Poros	14
2.3.1 Poros dengan Beban Puntir.....	15
2.3.2 Poros dengan Beban lentur dan Puntir	17
2.4 Perencanaan Belt dan Pulley.....	18
2.4.1 Menghitung Diameter Pulley	18
2.4.2 Pemilihan Type Belt	19
2.4.3 Kecepatan Keliling Belt	19
2.4.4 Panjang Belt.....	19
2.4.5 Sudut Kontak pada Pulley	19
2.4.6 Gaya Efektif pada Belt.....	20
2.4.7 Teganagan Maksimum pada Belt.....	21
2.4.8 Jumlah Belt	21
2.4.9 Umur Belt.....	21
2.5 Pasak.....	22
2.5.1 Klasifikasi Pasak.....	22
2.5.2 Tinjauan Terhadap Geser	24
2.5.3 Tinjauan Terhadap Kompresi	25
2.6 Bantalan	26
2.6.1 Klasifikasi Bantalan	27
2.6.2 Menghitung Ekivalen	28
2.6.3 Menghitung Gaya Radial pada Bantalan	29
2.6.4 Menghitung Umur Bantalan	29

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir (Flow Chart).....	31
3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Pemotong Kayu	32
3.2.1 Observasi	32
3.2.2 Studi Literatur	32
3.2.3 Data Lapangan.....	32
3.2.4 Perencanaan dan Perhitungan.....	33
3.2.5 Desain Mesin	33
3.2.6 Gambar Teknik.....	34

3.2.7 Pembuatan Mesin	34
3.2.8 Pengujian Mesin.....	34
3.2.9 Pembuatan Laporan.....	34
3.3 Mekanisme Kerja Mesin Pemotong Kayu	35

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Gaya.....	37
4.1.1 Perhitungan Gaya Potong.....	38
4.1.2 Kecepatan Makan	39
4.1.3 Kecepatan Potong	40
4.1.4 Laju Penghasilan Geram.....	40
4.2 Perhitungan Torsi Motor	41
4.3 Analisis Daya Motor.....	41
4.4 Perencanaan Perencanaan Belt dan Pulley	42
4.4.1 Daya dan Torsi Belt	42
4.4.2 Pemilihan Tipe Belt	43
4.4.3 Kecepatan Keliling Belt	44
4.4.4 Panjang Belt	44
4.4.5 Sudut Kontak Pulley	45
4.4.6 Gaya Efektif Belt.....	45
4.4.7 Tegangan Maksimum pada Belt	46
4.4.8 Jumlah Belt	47
4.4.9 Perhitungan Umur Belt	47
4.5 Perencanaan Poros	48
4.5.1 Jenis Bahan Poros	48
4.5.2 Free Body Diagram (Diagram Benda Bebas)	49
4.5.3 Menghitung Beban Poros	49
4.5.3.1 Tinjauan Horizontal.....	50
4.5.3.2 Tinjauan Vertikal.....	53
4.5.4 Momen Bending Terbesar	58
4.5.5 Perhitungan Momen Torsi.....	58
4.5.6 Perhitungan Diameter Poros.....	58
4.6 Pasak	59
4.6.1 Tinjauan Terhadap Geser pada Poros	59
4.6.1.1 Gaya pada Pasak	59

4.6.1.2 Panjang pada Pasak	60
4.6.2 Tinjauan Tegangan Kompresi pada Poros	60
4.6.6.2 Panjang pada Pasak	60
4.7 Perhitungan Bearing.....	60
4.7.1 Perhitungan Bearing pada Poros	60
4.7.1.1 Gaya Radial pada Bantalan A	61
4.8 Menghitung Umur Bantalan	61
BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan	63
5.2 Saran.....	64
DAFTAR PUSTAKA	67
LAMPIRAN	

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Tegangan Tarik Kayu (Kg/cm)	11
Tabel 2.2	Faktor Koreksi Daya	15
Tabel 2.3	Faktor Koreksi Tegangan	16
Tabel 2.4	Faktor Koreksi Akibat Lenturan	17
Tabel 2.5	Faktor Koreksi untuk Momen Lentur	17

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Kayu.....	7
Gambar 2.2	Pallet Kayu	8
Gambar 2.3	Pemotongan Kayu Mesin gergaji potong tangan	9
Gambar 2.4	Mesin Pemotong Kayu dengan Meja	10
Gambar 2.5	Hasil dari Pemotongan Kayu Pallet.....	10
Gambar 2.6	Gaya potong yang terjadi pada Kayu.....	12
Gambar 2.7	Sistem Transmisi Pada Belt dan Pulley	18
Gambar 2.8	Sudut Kontak antara Pulley dan Belt	20
Gambar 2.9	Macam – Macam Pasak.....	23
Gambar 2.10	Gaya yang Terjadi pada Pasak.....	24
Gambar 2.11	Bantalan.....	26
Gambar 2.12	Tipe Bantalan Gelinding.....	28
Gambar 3.1	Diagram Alir Pembuatan Mesin.....	31
Gambar 3.2	Desain Mesin.....	33
Gambar 3.3	Diagram Alur proses pemotongan Kayu.....	35
Gambar 4.1	Diagram Pemilihan V-Belt	43
Gambar 4.2	Dimensi V-Belt	43
Gambar 4.3	Kecepatan Keliling Belt	44
Gambar 4.4	Sudut Kontak Pada Pulley and Belt.....	45
Gambar 4.5	Free Body Diagram.....	49
Gambar 4.6	Tinjauan Horizontal.....	50
Gambar 4.7	Potongan Momen bending I Horizontal	50
Gambar 4.8	Ptongan Momen Bending II Horizontal.....	51
Gambar 4.9	Tinjauan Vertikal.....	53
Gambar 4.10	Potongan Momen Bending I Vertical	54
Gambar 4.11	Potongan Momen Bending II Vertical.....	55
Gambar 4.12	Potongan Momen Bending III Vertical.....	56
Gambar 4.13	Dimensi Pasak	59

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Teknologi setiap saat terus berkembang seiring dengan kemajuan zaman, tidak terkecuali pada dunia industri kayu. Dalam perkembangan teknik-teknik perkayuan menuntut suatu produk yang berkualitas, maka diperlukan suatu proses pengerjaan yang efektif dan efisien. Hal itu pula yang mendasari pekerjaan pemotongan kayu. Pada awalnya pemotongan kayu dilakukan secara manual dengan memanfaatkan tenaga manusia kemudian berubah menggunakan gergaji tangan. Dengan perkembangan zaman yang semakin maju, penggunaan gergaji tangan sudah mulai jarang digunakan dan beralih ke mesin gergaji. Ukuran mesin gergaji sangat besar, sehingga akan menyulitkan dalam pemotongan kayu yang berukuran kecil dan tidak setiap orang mampu mengoperasikan dikarenakan mesin tersebut sangat berat.

Dengan ukuran bahan dari kayu yang tidak terlalu besar, maka dibutuhkan alat pemotong kayu yang efektif dan efisien untuk menunjang hasil produksi. Semakin banyaknya kayu yang terpotong dalam satu proses pekerjaan yang ada di suatu industri kayu khususnya para pengrajin rak buku, pekerjaan pemotongan kayu semakin meningkatnya juga produktifitas tetapi tetap menuntut adanya perbaikan mutu produksi, kepresisian dan masih terbatasnya mesin potong yang efisien, maka inovasi dan modifikasi alat yang ada menjadi suatu perhatian untuk kemajuan ke depan.

Selain itu, keterbatasan alat potong manual dan mesin-mesin yang telah ada dalam memproduksi barang serta hasil produksi yang kurang maksimal menjadi salah satu landasan pendukung untuk memodifikasi mesin yang telah ada. UKM Empoe Kayoe merupakan salah satu UKM yang bergerak di bidang perkayuan yang bertempat di Ds Ketegan Kec Sepanjang Kab Sidoarjo. Produk yang dihasilkan oleh UKM ini antara lain

kursi, meja, lemari serta aksesoris lainya yang terbuat dari bahan kayu. Dalam Proses produksinya UKM tersebut masih menggunakan pemotong kayu konvensional antara lain band saw dan gerinda kayu tangan dalam penggunaan alat setiap akan memotong kayu harus ditandai sebelumnya sehingga mengakibatkan kurang efisiennya sebuah pengerjaan mesin dalam satu waktu dan kurangnya pengamanan dalam keselamatan pemotongan yang mengakibatkan lambatnya pembuatan hasil produksi dan presentase kecelakaanya. Oleh sebab itu diperlukan sebuah mesin yang mampu digunakan untuk memotong dan membelah kayu yang aman, dapat meningkatkan mutu serta mudalam pengoperasiannya.

Pada mesin gergaji kayu, motor listrik digunakan sebagai penggerak utama. Untuk mendapatkan lebih dari satu kayu dalam satu kali proses pemotongan kayu mesin ini menggunakan jig and fixture sebagai penjepit kayu tersebut sehingga dapat menjepit kayu lebih dari satu kayu sekaligus. Selain itu juga operator tidak perlu mendorong kayu menuju pisau tetapi hanya mendorong meja yang sudah dilengkapi dengan bearing geser yang membantu pergeseran mejanya sehingga keselamatan pekerjaanya lebih aman daripada mesin sebelumnya yang sudah ada karena jarak tangan dengan jauh dari pisau. Mesin tersebut dimodifikasi dari mesin sebelumnya untuk memenuhi kebutuhan industri kecil dan menengah dengan hasil yang maksimal, sehingga produksi kayu dapat lebih efisien dari segi waktu dan tenaga. Mesin ini diharapkan dapat meningkatkan kualitas dan kuantitas produksinya.

1.2. Perumusan Masalah

Permasalahan yang diambil untuk tugas akhir ini

1. Bagaimana desain mesin pemotong kayu yang sesuai untuk UMKM?
2. Bagaimana melakukan perhitungan gaya, putaran, daya, dan elemen mesin untuk menentukan dan merancang mesin pemotong kayu?

3. Bagaimana melalui mesin ini mampu meningkatkan produksi UMKM dan kualitas produk?

1.3. Tujuan

Tujuan dari pembuatan tugas akhir ini :

1. Mampu mendesain sebuah mesin pemotong sesuai kondisi UMKM
4. Mampu melakukan perhitungan gaya, putaran, daya, dan elemen mesin untuk menentukan dan merancang mesin pemotong kayu
2. Mampu meningkatkan produksi UKM dan kualitas produknya dengan mesin ini.

1.4. Batasan Masalah

Batasan masalah yang diambil untuk tugas akhir ini :

1. Penmotongan untuk jenis kayu bahan pallet yaitu sengon meranti dsb yang tergolong dalam kayu kuat kelas II
2. Ketebalan kayu maksimal 80mm dan lebar 50 cm
3. Panjang pemotongan kayu maksimal 40 cm
4. Perhitungan analisis meliputi perencanaan putaran, gaya, daya dan elemen-elemen mesin .
5. Sambungan las dianggap aman.
6. Kekuatan rangka tidak dihitung atau dinyatakan aman

1.5. Manfaat

Manfaat yang dapat diambil dari pengerjaan tugas akhir ini adalah :

1. Untuk Mitra Mampu menerapkan teknologi tepat guna untuk meningkatkan produksi
2. Meningkatkan jumlah produktifitas karya anak bangsa yang berkualitas.
3. Membantu industri kecil tersebut dalam meningkatkan kualitas dan kuantitas serta keuntungan hasil produksi
4. Dengan mesin ini diharapkan dapat memberikan rasa aman dan nyaman bagi operator yang mengoperasikannya

5. Memberikan solusi yang inovatif terhadap permasalahan yang terjadi.

1.6. Target Luaran

Luaran yang diperoleh berupa mesin pemotong yang dapat digunakan oleh industri kecil untuk memotong kayu, diharapkan juga dapat meningkatkan kualitas dan kuantitas produksi industri kecil. Mesin pemotong kayu ini juga tidak menutup kemungkinan dapat diajukan untuk pengajuan hak paten dari segi desain mesin.

1.7. Sistematika Penulisan

Penyusunan laporan tugas akhir ini terbagi dalam lima bab secara garis besar, dijelaskan sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas peninjauan mengenai latar belakang, rumusan masalah, tujuan, batasan masalah dan sistematika penulisan laporan tugas akhir.

BAB II DASAR TEORI

Pada bab ini membahas teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan Mesin Pemotong Kayu.

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini membahas metodologi perencanaan pembuatan alat, diagram alir pembuatan alat dan mekanisme kerja Mesin Pemotong Kayu.

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini menjelaskan uraian perencanaan dan perhitungan daya pemotongan, gaya serta elemen-elemen mesin yang dibutuhkan untuk merancang Mesin Pemotong Kayu.

BAB V KESIMPULAN

Pada bab ini menjelaskan kesimpulan dari proses pembuatan mesin, hasil perhitungan komponen Mesin Pemotong Kayu. serta hasil proses pemotongan kayu.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

DASAR TEORI

Dalam bab ini akan dibahas mengenai informasi tentang teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang mendukung perencanaan alat ini, yang nantinya digunakan pedoman dalam perhitungan dan perencanaan alat ini yaitu meliputi perencanaan elemen mesin, kapasitas mesin, dan daya pemotongan yang digunakan serta pembahasan material kayu yang digunakan.

2.1 Kayu

2.1.1 Pengertian kayu dan beberapa contoh kayu

Kayu adalah bagian batang atau cabang serta ranting tumbuhan yang mengeras karena mengalami lignifikasi (pengayuan). Kayu digunakan untuk berbagai keperluan, mulai dari memasak, membuat perabot (meja, kursi), bahan bangunan (pintu, jendela, rangka atap), bahan kertas, dan banyak lagi. Kayu juga dapat dimanfaatkan sebagai hiasan-hiasan rumah tangga dan sebagainya. Penyebab terbentuknya kayu adalah akibat akumulasi selulosa dan lignin pada dinding sel berbagai jaringan di batang. Ilmu kayu (*wood science*) mempelajari berbagai aspek mengenai klasifikasi kayu serta sifat-sifat kimia, fisika, dan mekanika kayu dalam berbagai kondisi penanganan.



Gambar 2.1 kayu
(<https://id.wikipedia.org/wiki/Kayu>)

2.1.2 Pallet

Pallet adalah salah satu bagian dari warehousing. Pallet merupakan tempat untuk meletakkan barang-barang dengan tujuan memudahkan penyimpanan, perhitungan, dan transportasi. Material utama dari sebuah pallet biasanya terbuat dari kayu atau plastik. Pallet didesain dengan berbagai ukuran sesuai dengan kebutuhan. Untuk lebih detail mengenai seluk beluk pallet, berikut ulasannya

Pallet berbentuk kotak segi empat, bisa persegi atau persegi panjang. Normalnya, pallet terdiri dari 3 bagian utama, yaitu atas, kaki (stinger), dan bawah. Bagian atas biasanya terdiri dari potongan papan sesuai dengan ukuran lebar yang dikehendaki, yang disusun dari depan ke belakang, dengan ada rongga diantara papan-papan tersebut. Bagian kaki biasanya berjumlah 3 atau 4, dengan 2 kaki dibagian ujung kanan dan kiri, 1 atau 2 sisanya berada ditengah. Kaki bagian tengah ini biasanya selain berfungsi sebagai penyangga, juga berfungsi sebagai pengatur keseimbangan acuan forklift dalam membawa barang. Bagian bawah pallet terdiri dari minimal 4 buah papan yang dibentuk kotak segi empat. 2 sisi dikanan dan kiri akan bertemu dengan kaki kanan dan kiri, sedangkan papan bagian depan dan belakang akan memperkuat ketiga kaki, plus sebagai bantuan keamanan forklift dalam membawa barang.



Gambar 2.2 Pallet kayu

<http://umarapallet.blogspot.co.id/2014/12/pallet-pengertian-dan-jenis.html>

2.1.3 Cara pemotongan kayu secara manual dan mesin pemotong kayu yang sudah ada sebelumnya

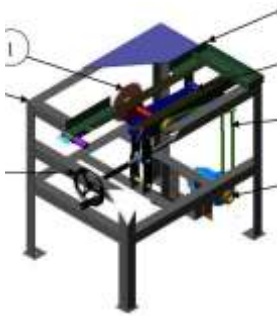
Berikut ini akan dibahas tentang cara pemotongan kayu secara manual dan mesin pemotong kayu yang telah dibuat sebelumnya. Cara manual pada proses pemotongan kayu sangat sederhana, sebagian besar hanya menggunakan tenaga manusia untuk melakukan proses pemotongan.

Berbagai pembaruan pada mesin pemotong kayu telah dilakukan, dengan cara menambahkan berbagai komponen yang masing-masing memiliki kegunaan yang berperan penuh dalam mewujudkan kualitas potongan yang maksimal pada kayu yang dihasilkan. Serta memperhitungkan faktor keselamatan kerja operator.



Gambar 2.3 Pemotongan kayu mesin gergaji potong tangan
(Sumber : <https://winatrading.wordpress.com/2015/06/22/mesin-potong/>)

Gambar di atas ialah cara pemotongan kayu secara manual. Pemotongan kayu ini sangatlah sederhana yaitu menggunakan pendorong tangan secara langsung dan setiap akan memotong kayu harus ditandai dulu. Sehingga membutuhkan waktu yang lama untuk kayu. Selain itu, faktor keselamatan kerja juga tidak di pertimbangkan.



Gambar 2.4 Mesin pemotong kayu dengan meja

(Sumber : Tugas Akhir, Cahyo Widayanto, UNY, 2008)

Gambar di atas ialah rancangan mesin pemotong kayu yang sudah ada . Pada mesin pemotong kayu diletakkan diatas meja kemudian didorong dengan menggunakan tangan sehinga cukup berbahaya ketika potong sudah akan habis terpotong dimana kondisinya tangan akan semakin mendekat dengan pisau pemotong oleh karena keselamatan para pekerja kurang terjamin



Gambar 2.5 Hasil dari pemotongan kayu pallet

(Sumber: <https://loexie.wordpress.com/2014/08/08/membuat-sendiri-meja-fungsional-dari-krat-bekas/>)

Gambar diatas adalah hasil dari pemotongan yang dijadikan meja, dari barang bekas menjadi barang yang memiliki nilai tambah dan dapat diperjualbelikan.

2.2 Rumus Perhitungan Gaya

2.2.1 Analisis Gaya

Karena pallet menggunakan kayu Sengon dan Meranti yang termasuk dalam kayu kuat kelas II memiliki sifat yang ulet sehingga diperlukan gaya potong yang besar. Nilai tegangan tarik yaitu 25 kg/cm² bisa dilihat pada table di bawah ini.

Tabel 2.1 Tegangan Trik kayu ,kg/cm²

a. Tegangan yang diperkenankan untuk kayu mutu A.

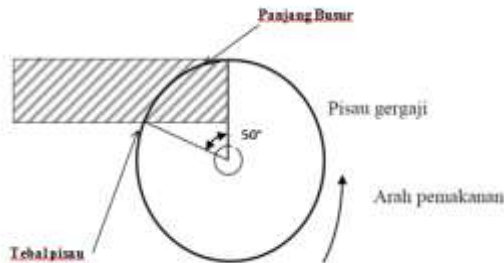
	Kelas kuat					Jati (Tectonagrandis)
	KI I	KI II	KI III	KI IV	KI V	
σ_{II} (kg/cm ²)	150	100	75	50	-	130
$\sigma_{tk II} = \sigma_{tr II}$ (kg/cm ²)	130	85	60	45	-	110
$\sigma_{tk I}$ (kg/cm ²)	40	25	15	10	-	30
\bar{r}_{II} (kg/cm ²)	20	12	8	5	-	15

Sumber: PKKI.1961

Dari tabel kekuatan di atas bahwa kekuatan material kayu diperoleh tegangan Tarik sebesar 25 kg/cm².

2.2.1.1 Gaya Potong

Gaya potong untuk memotong sebuah kayu berbentuk balok (misalnya material pallet).Gaya potong ini merupakan gaya yang dibutuhkan agar kayu dapat terpotong atau gaya yang dibutuhkan pisau agar kayu dapat terpotong sempurna.



Gambar 2.6 Gaya potong yang terjadi pada kayu

$$F_c = F_{cz} \cdot z_E \text{ (Heinz Tschacht. 2007).....(2.1)}$$

Dimana:

F_{cz} = Gaya potong per gigi (N)

z_E = Jumlah gigi yang memotong

2.2.1.1.1 Gaya Makan

$$F_z = \frac{V_f \cdot D \cdot \pi}{V_c \cdot Z \cdot 10^3 \text{ mm/m}} \text{ (Heinz Tschacht. 2007).....(2.2)}$$

Dimana:

V_f = kecepatan makan (mm/m)

Z = jumlah gigi yang memotong

V_c = kecepatan potong (mm/m)

D = diameter pisau (mm)

2.2.1.1.2 Spesific Cutting Force

$$k_c = \frac{(1 \text{ mm})^z}{F_z^z} \cdot k_{c1,1} \cdot K_V \cdot K_{st} \cdot \text{ (Heinz Tschacht. 2007).....(2.3)}$$

Dimana:

k_c = specific cutting force (N/mm²)

$k_{c1,1}$ = specific cutting force (N/mm²)

K_V = Faktor koreksi 1,0 cementid carbide

K_{st} = Faktor koreksi kompresi geram (1,2)

K_{ver} = Wear factor (1,3)

2.2.1.1.3 Gaya Potong per gigi

$$F_{cz} = a_p \cdot f_z \cdot k_c (\text{Heinz Tschacht. 2007}) \dots \dots \dots (2.4)$$

Dimana:

F_{cz} = Gaya potong per gigi (N)

a_p = lebar pemotongan (mm)

f_z = makan per gigi (mm)

2.2.1.2 Kecepatan Pemotongan

$$V_c = \frac{2(w+l)n}{1000} \dots \dots \dots (2.5)$$

Dimana:

V_c = kecepatan pemotongan (m/s)

W=lebar kayu (m)

L=panjang kayu (m)

n = putaran spindle (rpm)

2.2.1.3 Kecepatan Makan

$$V_f = f \cdot n \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana:

V_f = Kecepatan makan ($\frac{mm}{min}$)

f = gerak makan (mm)

n = putaran poros utama (rpm)

2.2.1.4 Laju Penghasil Geram

$$Z = f \cdot a \cdot v_f \dots \dots \dots (2.7)$$

Dimana:

f = gerak makan (mm)

a = kedalaman potong (mm)

v_f = kecepatan makan (mm/min)

2.2.1.5 Analisis Daya

Setelah didapatkan torsi dan putaran motor untuk gaya memotong kayu, maka daya motor yang ditransmisikan dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$P = T_{tot} \cdot \omega$$
$$P = \frac{2\pi \cdot n}{60} \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana:

P = Daya motor yang ditransmisikan, Watt (W)

T_{tot} = Torsi total, Nm

n = Putaran motor untuk gaya maksimum, rpm

2.3 Poros

Poros adalah salah satu bagian dari elemen mesin yang berfungsi untuk meneruskan daya. Berdasarkan pembebanannya poros diklasifikasikan:

1. Poros transmisi adalah poros yang mendapatkan beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya yang ditransmisikan kepada poros melalui roda gigi, sabuk puli, rantai dan lain-lain.
2. Poros spindel adalah poros transmisi yang relatif pendek dimana beban utamanya berupa puntiran.
3. Gandar adalah poros yang mendapat beban lentur.

Pada perancangan mesin produksi yang sering digunakan adalah poros transmisi. Seperti pada penjelasan poros transmisi menerima berbagai macam pembebanan, untuk perencanaan sebuah poros sesuai dengan pembebanannya diuraikan sebagai berikut.

2.3.1 Poros dengan beban puntir

Pembebanan utama pada poros ini adalah berupa torsi. Meskipun demikian perlu diperhitungkan adanya kemungkinan lenturan, tarikan atau tekanan pada saat operasi. Kemungkinan adanya pembebanan tersebut perlu diperhitungkan dalam faktor keamanan yang diambil.

Langkah pertama adalah mengetahui berapa daya yang harus ditransmisikan (P) oleh poros dengan putaran poros yang diberikan sehingga kemudian dapat ditentukan daya rencana poros. Daya rencana poros (P_d) didapatkan dari perkalian daya yang ditransmisikan dengan faktor koreksi daya yang disimbolkan f_c . Faktor koreksi daya ini diambil berdasarkan daya yang akan ditransmisikan.

$$P_d = P \cdot f_c \text{ (Sularso,1997)} \dots\dots\dots (2.9)$$

Tabel 2.2 Faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2-2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8-1,2
Daya normal	1,0-1,5

Maka momen puntir (T) (disebut juga sebagai momen rencana) dapat dihitung dengan persamaan.

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d (kW)}{n_1 (rpm)} \text{ (Sularso,1997)} \dots\dots\dots (2.10)$$

Langkah selanjutnya adalah menentukan bahan poros yang akan digunakan. Karena selama operasi poros akan mendapatkan tegangan geser (τ_a), maka dalam perencanaan harus menentukan tegangan

geser yang yangizinkan. Tegangan geser yang diijinkan dapat ditentukan sesua dengan kekuatan tarik material (τ_b) yang akan digunakan dengan mempertimbangkan beberapa faktor keamanan. Nilai faktor keamanan berdasarkan material (sf_1)dapat diambil sebesar 5,6 untuk bahan SF dengan kekuatan yang dijamin dan 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa dan baja paduan. Sedangkan nilai faktor apakah poros diberi alur pasak atau bertangga, dan kekasaran permukaan poros (sf_2) dapat diambil sebesar 1,3-3,0. Maka persamaan untuk tegangan geser yang diijinkan,

$$\tau_a = \tau_b / sf_1 . sf_2 \text{ (Sularso,1997)} \quad \dots\dots\dots (2.11)$$

Selanjutnya perlu diperhatikan kekuatan poros dimana suatu poros dapat menerima kelelahan, tumbukan atau pengaruh kosentrasi tegangan. Faktor kosentrasi tegangan ini disimbolkan K_t dan untuk nilai dari kesentrasi tegangan ini dapat ditentukan melalui tabel.

Tabel 2.3 Faktor koreksi tegangan

Pembebanan	K_t
Beban dikenakan secara halus	1,0
Terjadi sedikit kejutan atau tumbukan	1,0-1,5
Beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar	1,5-3

Selain memiliki kekuatan, poros juga harus memiliki kekakuan untuk dapat menahan lenturan atau defleksi puntir yang terlalu besar. Faktor kosentrasi akibat pemakaian dengan beban lentur disimbolkan C_b yang harganya dapat dilihat pada tabel.

Tabel 2.4 Faktor koreksi akibat lenturan

Pembebanan	C _b
Tidak akan terjadi pembebanan lentur	1,0
Kemungkinan ada pembebanan lentur	1,2-2,3

Faktor-faktor tersebut dapat dimasukkan dalam persamaan untuk mencari diameter poros (d_s),

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t C_b (Tx10^{-6}) \right]^{1/3} \quad (Sularso,1997) \dots\dots\dots (2.11)$$

2.3.2 Poros dengan beban lentur dan puntir

Poros ini mendapatkan beban puntir dan lentur sehingga pada permukaan poros terjadi tegangan geser karena momen puntir (T) dan tegangan karena momen lentur (M). Besarnya tegangan maksimum yang dihasilkan harus lebih kecil dari tegangan geser yang diijinkan

$$\tau_{\max} = (5,1/d_s^3) \sqrt{K_m \cdot M^2 + K_t T^2} \quad (Sularso,1997) \quad (2.12)$$

K_m disini sebagai ganti faktor lenturan C_b, dimana harga K_m dapat ditentukan seperti pada tabel.

Tabel 2.5. Faktor koreksi untuk momen lentur

Pembebanan	K _m
Momen lentur tetap	1,5
Tumbukan ringan	1,5-2,0
Tumbukan berat	2,0-3,0

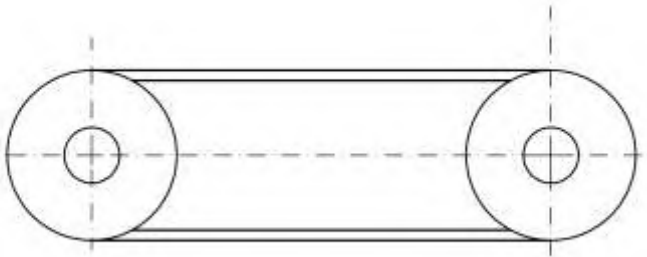
Sehingga untuk mencari diameter poros (d_s),

$$d_s = \left[(5,1/\tau_{\max}) \sqrt{K_m \cdot M^2 + K_t T^2} \right]^{1/3} \quad (Sularso,1997) \quad (2.13)$$

2.4 Perencanaan Belt dan Pulley

2.4.1 Menghitung diameter pulley yang digerakkan

Dengan mengetahui putaran pada motor, putaran pada poros, dan perencanaan diameter *pulley* penggerak maka dapat ditentukan diameter *pulley* yang digerakkan dapat diketahui dengan persamaan berikut :



Gambar 2.7 Sistem transmisi pada *belt* dan *pulley*
(http://www.engineeringtoolbox.com/length-belt-fans-motors-d_872.html)

Untuk mengetahui diameter *pulley* agar menghasilkan torsi yang besar minimal digunakan diameter *pulley* yang sama, maka dipakai rumus perbandingan reduksi ($i=1$).

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{d_2}{d_1} \dots \dots \dots (2.14)$$

Dimana :

i = Perbandingan reduksi

n_1 = Putaran *pulley* penggerak (*rpm*)

n_2 = Putaran *pulley* yang digerakkan (*rpm*)

d_2 = Diameter *pulley* yang digerakkan (*mm*)

d_1 = Diameter *pulley* penggerak (*mm*)

2.4.2 Pemilihan *Type Belt*

Untuk pemilihan penggunaan *belt* dipilih sesuai dengan besarnya daya yang akan digunakan oleh suatu mesin, selain memperhitungkan besarnya daya mesin pemilihan *belt* juga berdasarkan putaran dari *pulley*.

2.4.3 Kecepatan Keliling *Belt*

Kecepatan keliling *belt* adalah kemampuan *belt* untuk berotasi. Adapun gaya keliling pada *belt* dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v_b = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana :

v_b = kecepatan keliling *pulley* (m/s)

2.4.4 Panjang *Belt*

Jarak kedua sumbu poros dan panjang *belt* saling berhubungan, memiliki persamaan :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{4C}(D_2 - D_1)^2 \dots\dots\dots (2.16)$$

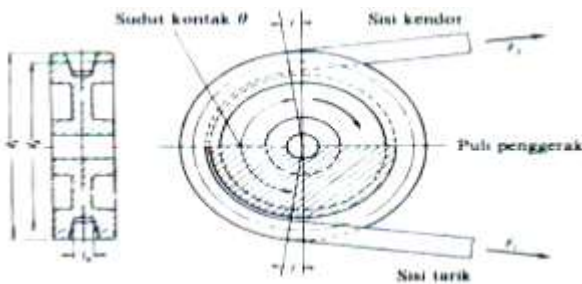
Dimana :

L = panjang *belt* (*mm*)

C = jarak sumbu poros *pulley* perencanaan (*mm*)

2.4.5 Sudut Kontak pada *Pulley*

Besarnya sudut kontak antara *pulley* dan *belt* dapat dihitung dengan menggunakan rumus :



Gambar 2.8 Sudut kontak antara *pulley* dan *belt*
 (http://www.roytech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Vee_belts.html)

$$\theta = 180^\circ - \frac{57 (Dp - dp)}{c} \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana :

θ = Sudut kontak ($^\circ$)

Dp = Diameter *pulley* pada poros (mm)

dp = Diameter *pulley* pada motor (mm)

c = Jarak sumbu poros *pulley* perencanaan (mm)

2.4.6 Gaya Efektif pada *Belt*

Belt memiliki dua gaya pada saat berputar, yaitu gaya disisi tarik (F_1) dan gaya disisi kendur (F_2). Maka besarnya gaya efektif (F_e) untuk menggerakkan *pulley* adalah :

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \theta}$$

$$F_e = F_1 - F_2 = F_1 \frac{e^{f \cdot \theta} - 1}{e^{f \cdot \theta}} \dots\dots\dots(2.18)$$

Dimana :

F_1 = Gaya pada *belt* yang kencang (kgf)

F_2 = Gaya pada *belt* yang kendur (kgf)

2.4.7 Tegangan Maksimum pada *Belt*

Tegangan maksimum pada *belt* dapat diketahui dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2.A} + \frac{\gamma.v^2}{10.g} + Eb \frac{h}{D_{\min}} \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana :

σ_{\max} = Tegangan yang timbul pada *belt* (kgf/cm^2)

σ_0 = Tegangan awal pada *belt* (kgf/cm^2), 12 kgf/cm^2 untuk V-belt

γ = Berat jenis (kgf/dm^3)

Eb = Modulus elastisitas bahan *belt* (kgf/cm^3)

h = Tebal *belt* (cm)

D_{\min} = Diameter *pulley* terkecil (cm)

2.4.8 Jumlah *Belt*

Untuk menghitung jumlah *belt* yang akan digunakan, dapat dicari dengan menggunakan rumus:

$$Z = \frac{F_e}{\sigma_d.A} \dots\dots\dots (2.20)$$

Dimana:

Z = Jumlah *belt*

F_e = Gaya efektif pada *belt*

σ_d = Tegangan untuk memindahkan beban

A = Luas penampang *belt*

2.4.9 Umur *Belt*

Umur *belt* dapat diketahui menggunakan rumus :

$$H = \frac{N_{base}}{3600 . u . X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \dots\dots\dots (2.21)$$

Dimana :

H = Umur *belt* (jam)

N_{base} = Basis dari tegangan kelelahan yaitu 10^7 cycle

U = Jumlah putaran *belt* per second (s^{-1})

Z = Jumlah *pulley*

σ_{fat} = Fatigue limit (90 kgf/cm^2 untuk *V-Belt*)

σ_{max} = Tegangan yang timbul karena *V-Belt* (kgf/cm^2)

m = Konstanta *V-Belt* = 8

2.5 Pasak

Seperti halnya baut dan sekrup, pasak digunakan untuk membuat sambungan yang dapat dilepas yang berfungsi untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan elemen mesin yang lain seperti : Roda gigi, *Pulley*, *Sprocket*, *Impeller* dan lain sebagainya.

Distribusi tegangan secara aktual pada sambungan pasak tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

- Untuk torsi yang tetap dan konstan $f_k = 1,5$
- Untuk beban kejut yang kecil (rendah) $f_k = 2,5$
- Untuk beban kejut yang besar bolak – balik $f_k = 4,5$

Pada pasak yang rata, sisi sampingnya harus pas dengan alur pasak agar pasak tidak goyah dan rusak. Ukuran dan standart yang digunakan terdapat dalam spesifikasi. Untuk pasak, umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari 60 kg/mm , lebih kuat daripada porosnya. Kadang dipilih bahan yang lemah untuk pasak, sehingga pasak terlebih dahulu rusak daripada porosnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

2.5.1 Klasifikasi pasak

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan

menjadi:

1. Pasak datar (*Square key*).
2. Pasak Tirus (*Tapered key*).
3. Pasak setengah silinder (*Wood ruff key*).

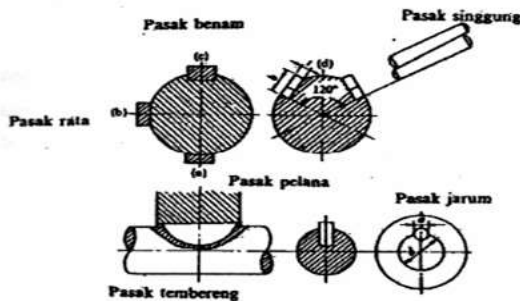
Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

1. Pasak memanjang

Pasak yang menerima gaya sepanjang penampang pasak secara merata. Pasak ini digolongkan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.

2. Pasak melintang (pen)

Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dibagi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris. Pada perencanaan mesin penekuk pipa ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar. Pasak ini mempunyai dimensi lebar (W) dan panjang (L). Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35%

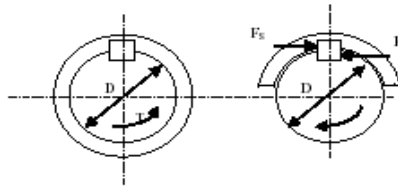


Gambar 2.9 Macam-macam pasak

(<https://blogmechanical.blogspot.co.id/2011/08/eleme->

mesin-pasak-keys.html)

dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan.



Gambar 2.10 Gaya yang terjadi pada pasak

(<https://blogmechanical.blogspot.co.id/2011/08/element-mesin-pasak-keys.html>)

Keterangan :

h = Tinggi pasak (mm)

b = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

F_s = Gaya geser (kgf/mm^2)

F_c = Gaya Kompresi (kgf/mm^2)

2.5.2 Tinjauan terhadap geser

Besarnya gaya F adalah :

$$T = F(D/2) \dots\dots\dots (2.22)$$

Dimana :

F = Gaya pada pasak (kgf)

D_p = Diameter poros (mm)

T = Torsi yang ditransmisikan (kgf.mm)

Pada pasak gaya F akan menimbulkan tegangan geser :

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2T_1}{W \cdot L \cdot D_p} \dots\dots\dots (2.23)$$

Dimana :

τ_s = Tegangan geser (kg/mm²)

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T = Torsi (kg.mm)

Panjang pasak pada tegangan geser :

$$\frac{2.T_1}{W.L.D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k}$$

$$\rightarrow L \geq \frac{2.T_1.f_k}{W.D_p.S_{syp}} \dots\dots\dots (2.24)$$

Dimana :

W = Sisi pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T₁ = Torsi (kg.mm)

f_k = Faktor keamanan

2.5.3 Tinjauan terhadap kompresi

Pada pasak akan menimbulkan tegangan kompresi :

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} = \frac{2T_1}{D_p \cdot 0,5W \cdot L} = \frac{4T_1}{D_p \cdot W \cdot L} \dots\dots\dots (2.25)$$

Dimana :

σ_c = Tegangan kompresi (kg/mm²)

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T_1 = Torsi (kg.mm)

Panjang pasak pada tegangan kompresi :

$$\frac{4.T_1}{W.L.D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k}$$
$$\rightarrow L \geq \frac{4.T_{poros}.f_k}{W.D_p.S_{syp}} \dots\dots\dots (2.26)$$

Dimana :

W = Sisi pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T_1 = Torsi (kg.mm)

f_k = Faktor keamanan

2.6 Bantalan

Bantalan (*Bearing*) adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka proses seluruh sistem akan menurun atau tak dapat bekerja secara semestinya.



Gambar 2.11 Bantalan

([https://en.wikipedia.org/wiki/Bearing_\(mechanical\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Bearing_(mechanical)))

2.6.1 Klasifikasi Bantalan

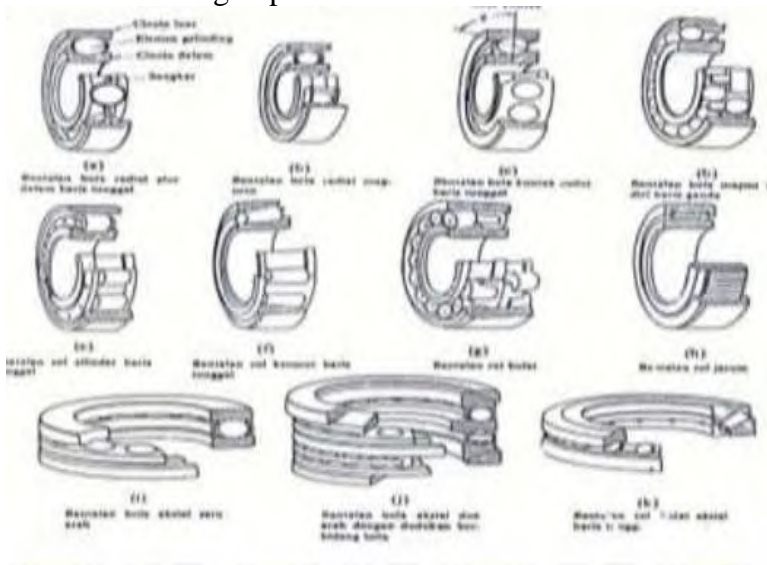
a. Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan dengan perantara lapisan pelumas. Bantalan luncur mampu menumpu poros berputar tinggi dengan beban besar. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah. Karena gesekannya yang besar pada waktu mulai jalan, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar, memerlukan pendinginan khusus. Sekalipun demikian karena adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tidak bersuara. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

b. Bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat. Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitian yang tinggi maka bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Adapun harganya pada umumnya lebih mahal daripada bantalan luncur. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian, bantalan gelinding

diproduksikan menurut standar dalam berbagai ukuran dan bentuk. Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekannya yang rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana cukup dengan gemuk, bahkan pada bantalan yang memakai sil sendiri tidak perlu pelumasan lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sankar, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur. Pada waktu memilih bantalan, ciri masing-masing masih harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaian.



Gambar 2.11 Tipe bantalan gelinding
(https://en.wikipedia.org/wiki/Ball_bearing)

2.6.2 Menghitung Beban Ekvivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA yang dimaksud dengan

Beban equivalent adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan dengan ring dalam berputar sedangkan ring luar tetap. Ini akan memberikan umur yang sama seperti pada bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Untuk menghitung beban equivalent pada bantalan dapat menggunakan rumus :

$$P = X \cdot V \cdot F_R + Y F \quad \dots\dots\dots (2.27)$$

Dimana :

P= Beban ekivale(lb)

F_r = Beban radial (lb)

F_a = Beban aksial (lb)

V= Faktor putaran konstanta

= 1,0 untuk ring dalam berputar

= 1,2 untuk ring luar berputar

X = Konstanta radial dari tabel

Y = Konstanta aksial dari tabel yang sama

2.6.3 Menghitung Gaya Radial Pada Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$Fr = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2} \quad \dots\dots\dots (2.28)$$

2.6.4 Menghitung Umur Bantalan

Dalam memilih bantalan gelinding umur bantalan sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur bantalan, yaitu :

1. Umur (*Life*)

Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti ring atau bola atau roll.

2. Umur Berdasarkan Kepercayaan (*Rating Life*)

Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan

kepercayaan (*reliability*) 90% berarti dianggap 10% kegagalan dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan dengan L_{10} dalam jumlah perputaran atau L_{10h} dengan satuan jam dengan anggapan putarannya konstan.

3. Basis Kemampuan Menerima Beban (*Basic Load Rating*) Disebut juga dengan *basic load rating* (beban dinamik) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 10 putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.

4. Kemampuan menerima beban statis (*Basic Static Load Rating*) Didefinisikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bantalannya, yang diberikan bidang tekanan, disimbulkan dengan C .

Umur dari bantalan dapat dihitung dengan persamaan :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^b \quad \dots\dots\dots (2.29)$$

Dimana :

L_{10} = umur bantalan (jam kerja)

C = diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (lb)

P = beban equivalent (lb)

b = 3, untuk bantalan dengan bola

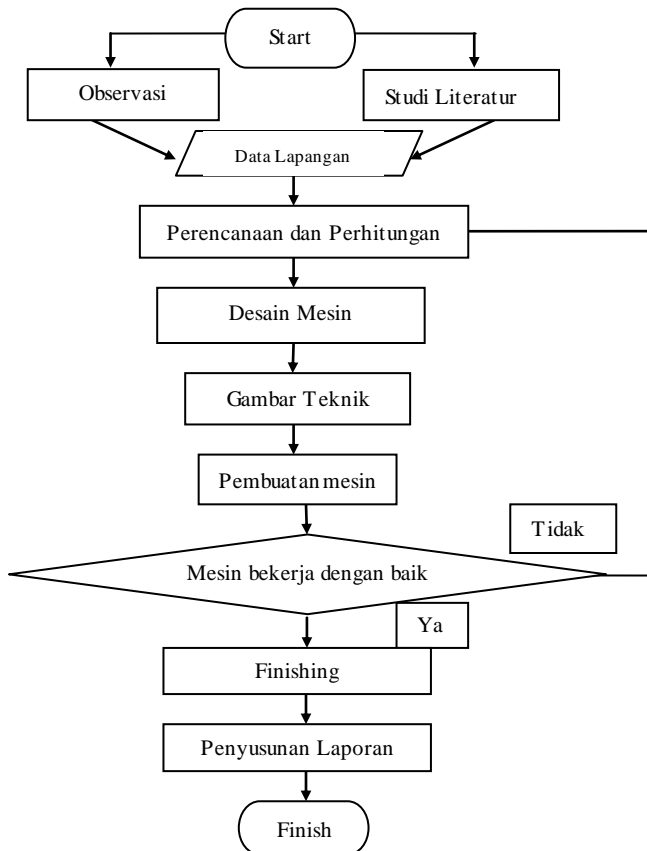
= 10/3 bila bantalan adalah Bantalan Rol

n_p = putaran poros (rpm)

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas secara detail mengenai perencanaan dan pembuatan alat, secara keseluruhan proses pembuatan dan penyelesaian Tugas Akhir ini digambarkan dalam diagram alir atau flow chart di bawah ini.

3.1. Diagram Alir (flow chart)



Gambar 3.1 Diagram alir pembuatan mesin

3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Pemotong Kayu

Tahap identifikasi masalah diawali dari perumusan masalah, pengamatan lapangan dan studi pustaka (literatur), adapun uraian untuk lebih jelasnya, sebagai berikut

3.2.1 Observasi

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.

3.2.2 Studi Literatur

Melakukan studi pustaka melalui internet, buku / text book, diktat yang mengacu pada referensi, dan tugas akhir yang berkaitan. Proses perencanaan menggunakan data-data untuk mengetahui prinsip mekanisme alat dengan permasalahan perencanaan. dengan tujuan untuk mengetahui kelebihan dan kekurangan mesin-mesin terdahulu sebagai bahan referensi perancangan mesin yang lebih baik dan mudah dioperasikan serta lebih *safety* dalam pengoperasiannya. Selain itu untuk mengetahui literatur yang sesuai dalam perhitungan dan perencanaan komponen yang digunakan dalam pembuatan mesin-mesin pemotong kayu.

3.2.3 Data Lapangan

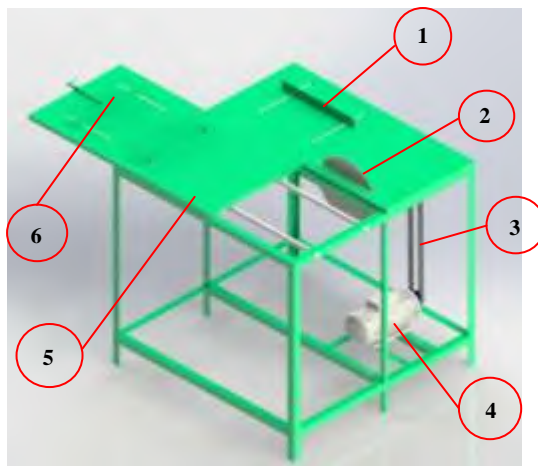
Dari lapangan didapat data bahwa proses pemotongan kayu pada pengrajin kayu masih banyak menggunakan cara konvensional yaitu dengan gerinda tangan. Adapun juga mesin pemotong kayu yang sudah menggunakan meja akan tetapi dalam penggunaanya mengancam keselamatan dari pekerja karena mendorong kayunya masih manual yaitu menggunakan tangan pekerja.

3.2.4 Perencanaan dan perhitungan

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan dirancang ini adalah mesin pemotong kayu dengan sistem sliding.

3.2.5 Desain Mesin

Membuat desain yang diperlukan dalam proses pembuatan. Perancangan gambar berdasarkan data yang diperoleh setelah melakukan observasi dan studi literatur. Desain Mesin yang dibuat meliputi kerangka mesin pemotong kayu, mata potong kayu, sistem penggerak. Dari desain tersebut akan mengetahui bentuk gambar komponen yang akan digunakan.



Gambar 3.2 Desain Mesin
(Sumber:penulis)

Komponen:

1. *Stopper*
2. *Circular Saw*
3. *V-belt dan pulley*
4. *Motor AC 1,5 HP*
5. *Meja Geser*
6. *Jig and Fixture*

3.2.6 Gambar Teknik

Dari hasil perhitungan perencanaan dan design alat di dapatkan sebuah dimensi komponen seperti dimensi Rangka, jig&fixture dan mata potong yang dapat dilihat pada lampiran.

3.2.7 Pembuatan Mesin

Dari hasil perhitungan perencanaan, observasi lapangan dan gambar teknik, mesin pemotong kayu dapat diketahui dari dimensi komponen yang akan diperlukan untuk proses pembuatan mesin. Dari komponen-komponen yang diperoleh, proses perakitan dilakukan secara urutan pemilihan elemen mesin untuk membuat mesin yang sesuai dengan desain yang telah dibuat. Hasil pembuatan mesin dapat diketahui dengan cara pengujian mesin pemotong kayu sebagai berikut :

3.2.8 Pengujian Mesin

Setelah alat selesai dibuat lalu dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian nanti akan dicatat dan dibandingkan waktu yang diperlukan dalam proses pemotongan kayu.

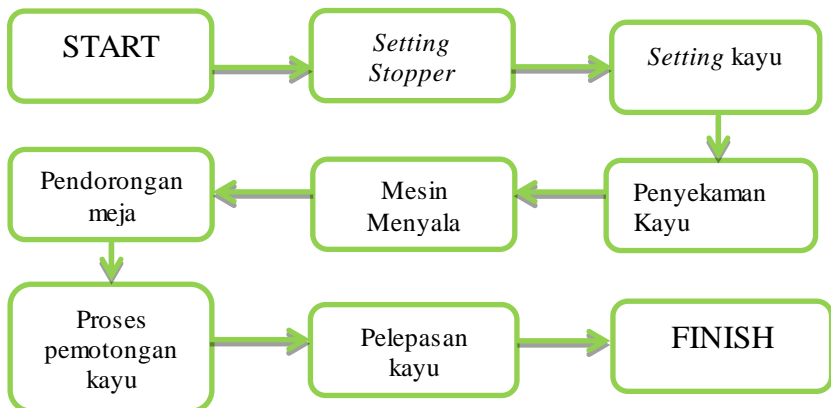
3.2.9 Pembuatan laporan

Tahap ini merupakan akhir dari pembuatan *Rancang Bangun Mesin Pemotong kayu Adjustable Dengan Sistem*

Slising, dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

3.3 Mekanisme Kerja Mesin Pemotong Kayu

- Prinsip kerja mesin ini adalah pertama benda kerja kayu yang akan di potong diletakkan di atas meja geser.
- Atur *stopper* sesuai ukuran kayu yang dibutuhkan.
- Dorong kayu sampai menyentuh *stopper*.
- Cekam kayu dengan *jig and fixture*.
- Setelah kayu tercekam dengan baik, langkah selanjutnya mendorong tuas dari “*off*” ke “*on*”.
- Langah selanjutnya menyalakan mendorong meja sampai kayu menyentuh mata potong dan terpotong sempurna.
- Ketika kayu terpotong sempurna, tarik kembali meja geser.
- Kemudian matikan mesin dengan mendorong tuas dari “*on*” ke “*off*”.
- Buka *Jig and fixture* dan ambil benda kerja.



Gambar 3.3 Diagram alur proses pemotongan kayu

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Bab ini membahas tentang perhitungan dalam rancang bangun mesin pemotong kayu. Diperhitungan gaya dan daya yang ditransmisikan ke komponen-komponen elemen mesin seperti poros, V-belt, puli, bantalan, dan motor yang digunakan untuk memotong kayu. Untuk dapat mengetahui perhitungan mesin pemotong kayu, maka dilakukan pembahasan sebagai berikut.

4.1 Analisis Gaya

Dalam melakukan pendekatan perhitungan gaya potong data yang ditemukan terlebih dahulu adalah specific cutting force. Sebelum specific cutting force ke rumus harus diketahui gaya makan terlebih dahulu.

$$F_z = \frac{V_f \cdot D \cdot \pi}{V_c \cdot Z \cdot 10^3 \text{ mm/m}}$$

Dimana:

V_f = kecepatan makan (mm/m)

Z = jumlah gigi yang memotong

V_c = kecepatan potong (mm/m)

D = diameter pisau (mm)

$$F_z = \frac{1058.300 \cdot \pi}{1368.11 \cdot 10^3 \text{ mm/m}}$$

$$F_z = 0,066 \text{ mm}$$

Setelah ditemukan Gaya makan, kembali ke rumus specific cutting force. Untuk mendapatkan nilai $k_{c1,1}$ dan z digunakan perbandingan tegangan tarik kuningan yaitu 350 N/mm^2 (lampiran 4) dengan kayu $2,5 \text{ N/mm}^2$ sebagai berikut.

$$\frac{\tau_{brass}}{\tau_{kayu}} = \frac{K_{c.brass}}{K_{c.kayu}} = \frac{z_{brass}}{z_{kayu}}$$

$$K_{c.brass} = 780 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$z_{brass} = 0,18$$

$$K_{c.kayu} = 5,5 \text{ N/mm}^2$$

$$z_{kayu} = 0,0012$$

$$k_c = \frac{(1\text{mm})^z}{F_z^Z} \cdot k_{c1,1} \cdot K_V \cdot K_{st} \cdot K_{ver}$$

Dimana:

$$k_c = \text{specific cutting force (N/mm}^2\text{)}$$

$$k_{c1,1} = \text{specific cutting force (N/mm}^2\text{)}$$

$$K_V = \text{Faktor koreksi 1,0 cementid carbide}$$

$$K_{st} = \text{Faktor koreksi kompresi geram (1,2)}$$

$$K_{ver} = \text{Wear factor (1,3)}$$

$$Z = \text{material exponent}$$

$$k_c = \frac{(1\text{mm})^{0,0012}}{0,066^{0,0012}} \cdot 5.5.1.1.2.1.3$$

$$k_c = 8,6 \text{ N/mm}^2$$

4.1.1 Gaya Potong

Kemudian melakukan perhitungan gaya yang dibutuhkan satu gigi untuk memotong kayu atau feed per tooth. Setelah diketahui gaya makan kembali ke rumus feed per tooth.

$$F_{cz} = a_p \cdot f_z \cdot k_c$$

Dimana:

$$F_{cz} = \text{Gaya potong per gigi (N)}$$

$$a_p = \text{lebar pemotongan (mm)}$$

$$f_z = \text{makan per gigi (mm)}$$

$$F_{cz} = 3\text{mm} \cdot 0,066\text{mm} \cdot \frac{8,6\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$F_{cz} = 1,8\text{N}$$

Setelah didapatkan feed per tooth maka dapat ditemukan gaya potong total dengan rumus. Sebelum mendapatkan gaya total

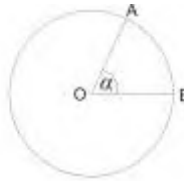
harus mencari jumlah mata potong yang memotong terlebih dahulu.

$$z_E = \frac{\alpha}{360^\circ} \times \text{jumlah gigi}$$

$$z_E = \frac{50^\circ}{360^\circ} \times 80$$

$$z_E = 11$$

$$F_C = F_{CZ} \cdot z_E$$



Dimana :

α = sudut mata potong yang sesaat menyentuh botol

AB = panjang busur mata potong yang sesaat menyentuh

Dimana:

F_{CZ} = Gaya potong per gigi (N)

z_E = Jumlah gigi yang memotong

$$F_C = 1,8 \text{ N} \cdot 11$$

$$F_C = 19,8 \text{ N}$$

Dari perhitungan diatas untuk memotong kayu dengan jenis Kayu kuat kelas II dibutuhkan gaya sebesar 19.8 N

4.1.2 Kecepatan Makan

Dari keterangan pada bab 2.2.1.3, untuk menentukan kecepatan pemotongan dapat dilakukan pendekatan perhitungan sebagai berikut:

$$V_f = f \cdot n$$

Dimana :

f = gerak makan (mm/rev), didapat melalui percobaan dengan memotong kayu dengan panjang 300 mm memerlukan waktu 17 detik atau 0,28 menit.

n = putaran poros utama (rev/min)

Untuk menemukan gerak makan maka dilakukan pendekatan dengan menghitung berapa banyak putaran yang dibutuhkan untuk memotong kayu dengan panjang 300mm yang sudah diketahui. Sehingga, digunakan rumus di bawah ini:

$$f = \frac{\text{panjang pemotongan (t)}}{\text{banyaknya putaran yang dibutuhkan (z)}}$$

Untuk menemukan banyak putaran yang dibutuhkan dilakukan pendekatan dengan menghitung waktu pemotongan hingga kayu terpotong dibagi dengan putaran motor setiap menit. Sehingga dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} (z) &= \text{waktu pemotongan}(t) \cdot \text{rpm}(n) \\ &= 0,28 \text{ menit} \cdot 2850 \text{ rpm} \\ &= 807 \text{ putaran} \end{aligned}$$

Sehingga, gerak makan dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} f &= \frac{300 \text{ mm}}{807 \text{ putaran}} \\ &= 0,37 \text{ mm/ putaran} \end{aligned}$$

Jadi, kecepatan makan dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} V_f &= 0,37 \text{ mm/ putaran} \cdot 2850 \text{ putaran/ menit} \\ &= 1058 \text{ m/ s} \end{aligned}$$

4.1.3 Kecepatan Potong

Untuk menentukan kecepatan potong dapat dilakukan dengan dilakukan pendekatan perhitungan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} V_c &= \frac{2(w+l)n}{1000} \\ V_c &= \frac{2(40+300)2850}{1000} \\ V_c &= 1368 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Dimana:

V_c = kecepatan pemotongan (m/s)

W = lebar kayu (40mm)

L = panjang kayu (100mm)

n = putaran spindle (2850rpm)

sehingga didapatkan kecepatan potong sebesar 1368 m/s

4.1.4 Laju penghasilan geram

Dari keterangan pada 2.2.1.9 tentang laju penghasilan geram serta gerak makan (f) dan kecepatan makan (V_f) yang telah dihitung pada 4.1.3, maka laju penghasilan geram dapat dihitung sebagai berikut:

$$V = f \cdot a \cdot v_f$$

Dimana :

f = gerak makan (mm/putaran)

a = kedalaman potong (mm)

v_f = kecepatan makan (mm/ menit)

$$V = 0,37 \text{ mm/ putaran} \cdot 300 \text{ mm} \cdot 1058 \text{ mm/ menit} \\ = 117529 \text{ mm}^3/\text{menit}$$

4.2 Perhitungan Torsi Motor

Dari keterangan pada bab 2.2.1.3, untuk menentukan torsi untuk memotong kayu dapat dilakukan pendekatan perhitungan sebagai berikut:

$$T = F_r \cdot r$$

Dimana :

F_r = gaya untuk memutar motor yang sudah dibebani kayu(N)

r = jari-jari pisau(mm)

Sehingga torsi motor dapat dihitung sebagai berikut:

$$T = 19,8 \text{ N} \cdot 150 \text{ mm} \\ = 2970 \text{ N} \cdot \text{mm} \\ = 2,970 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.3 Analisis Daya

Daya yang dibutuhkan mesin pemotong kayu untuk memotong kayu jika diketahui putaran motor saat gaya beban diberi yaitu 2850 rpm, didapatkan perhitungan daya sebagai berikut:

$$P = T_{tot} \cdot \omega \\ = T_{tot} \frac{2 \pi n}{60} \quad \dots\dots\dots(2.3) \\ = 2,970 \text{ kgfm} \frac{2 \pi 2850 \text{ rpm}}{60} \\ = 886,4 \text{ Watt} \\ = 0,886 \text{ kW} = 1,18 \text{ HP} \text{ (} 1 \text{ kW} = 1,341 \text{ HP)}$$

Sehingga memilih motor listrik AC dengan daya 1,5 HP

Daya rencana poros dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_d = P \cdot f_c$$

Untuk menghitung daya rencana poros, diketahui:

$$P = 886 \text{ Watt}$$

$$f_c = 2$$

maka :

$$P_d = P \cdot f_c$$

$$P_d = 886 \text{ watt} \cdot 2$$

$$P_d = 1772 \text{ watt} = 1,772 \text{ kW}$$

Torsi rencana pada poros (T_p) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$T_p = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n}$$

maka,

$$T_p = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n}$$

$$T_p = 9,74 \times 10^5 \frac{1,772 \text{ kW}}{2850 \text{ rpm}}$$

$$T_p = 605 \text{ N.mm}$$

Jadi, Torsi rencana poros yang didapatkan adalah 600 kgf.mm

4.4 Perencanaan *Belt* dan *Pulley*

4.4.1 Daya dan Torsi Belt

Daya dan torsi yang digunakan pada V-belt adalah :

$$P_d = f_c \cdot P \quad T_B = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n}$$

$$P_d = 1.4(1772) \text{ watt} \quad T_B = 9,74 \times 10^5 \frac{2,480 \text{ kW}}{2850 \text{ rpm}}$$

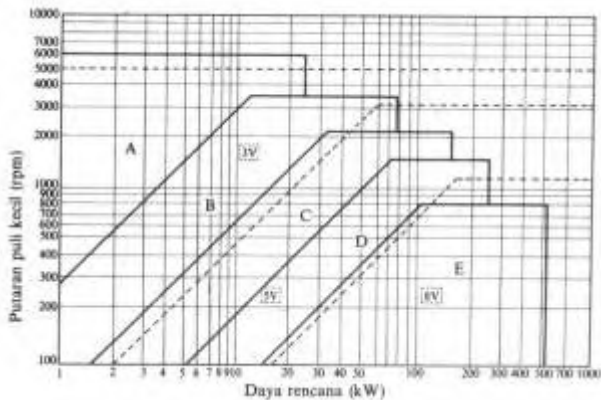
$$P_d = 2,480 \text{ kW} \quad T_B = 847 \text{ N.mm}$$

Jadi, Torsi rencana v belt yang didapatkan adalah 840 kgf.mm

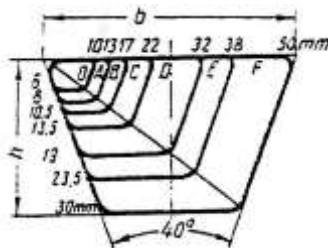
4.4.2 Pemilihan Tipe Belt

Sebelum menghitung perencanaan pada *belt*, maka ditentukan terlebih dahulu jenis *belt* yang akan digunakan. Pemilihan jenis *belt* ini dipilih dari daya yang akan ditransmisikan, serta putaran yang terjadi pada *pulley*.

Dengan daya yang didapatkan dari perhitungan 0,886 kW dan putaran yang direncanakan sebesar 2850 rpm, maka didapatkan belt yang sesuai dengan **tabel 4.3**.



Gambar 4.1 Diagram pemilihan V-belt



Gambar 4.2 Dimensi V-belt

Dari gambar 4.5 maka menggunakan tipe V-belt jenis A, dari tabel dimensi V-belt (*lampiran*) didapatkan dimensi V-belt jenis A adalah sebagai berikut:

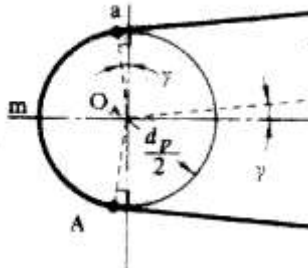
Panjang (b) = 13 mm

Lebar (h) = 8 mm

Luas penampang (A) = $0,81 \text{ cm}^2$

4.4.3 Kecepatan Keliling Belt

Perhitungan kecepatan keliling *belt* dipengaruhi oleh diameter *pulley* dan putaran. Maka didapatkan perhitungan sebagai berikut:



Gambar 4.3 Kecepatan Keliling Belt

Diketahui :

$$D_p = d_p = 0,076 \text{ m}$$

$$n_1 = n_2 = 2850 \text{ rpm}$$

Sehingga:

$$v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n}{60} \dots\dots\dots(2-5)$$

$$v = \frac{\pi \cdot 0,076 \text{ m} \cdot 2850 \text{ rpm}}{60 \text{ sec}}$$

$$v = \frac{680 \text{ m}}{60 \text{ sec}} = 11,3 \text{ m/s}$$

4.4.4 Panjang Belt (L)

Untuk mengetahui panjang perencanaan belt yang digunakan digunakan rumus sebagai berikut:

$$L = 2 C + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 C} \dots\dots\dots(2-6)$$

Dimana diketahui:

$$\text{Jarak antar poros perencanaan (C)} = 460 \text{ mm}$$

$$D_p = d_p = 76,2 \text{ mm}$$

Sehingga:

$$L = 2 \cdot 460 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} (76,2 + 76,2) \text{ mm} + \frac{(76,2 - 76,2) \text{ mm}}{4 \cdot 460 \text{ mm}}$$

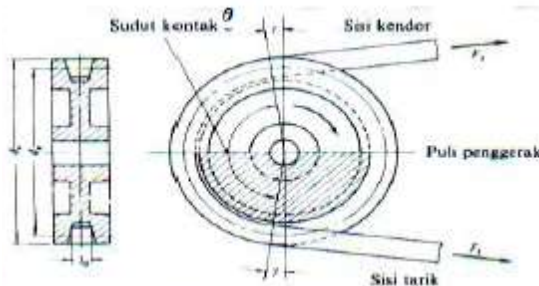
$$L = 921,6 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} (152,4) \text{ mm} + 0$$

$$L = 921,6 \text{ mm} + 239,9 \text{ mm} = 1.161,079 \text{ mm}$$

Dari hasil perhitungan panjang *v-belt* yang didapatkan, maka menggunakan jenis *V-belt* A-44 dengan panjang 1168 mm.

4.4.5 Sudut Kontak pada *Pulley*

Besarnya sudut kontak pada *pulley* dan *belt* dapat dihitung dari rumus:



Gambar 4.4 Sudut kontak pada *pulley* dan *belt*

Diketahui:

$$D_p = d_p = 76,2 \text{ mm}$$

$$C = 460 \text{ mm}$$

Maka,

$$\theta = 180^\circ - \frac{(D_p - d_p)}{C} \cdot 60 \quad \dots\dots\dots(2-7)$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{(76,2 - 76,2) \text{ mm}}{460} \cdot 60$$

$$\theta = 180^\circ = \pi \text{ rad}$$

Jadi sudut kontak pulley sebesar $\pi \text{ rad}$

4.5.6 Gaya Efektif *Belt*

Gaya efektif *belt* dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_e = F_1 - F_2 \quad \dots\dots\dots(2-8)$$

Dimana diketahui:

$$\theta = \pi \text{ rad}$$

$$T = 847 \text{ Nmm}$$

$$e = 2,71$$

$$R_p = 0,038 \text{ m}$$

$f = 0,3$; didapat dari tabel koefisien gesek (lampiran 6)

$$F_e = \frac{T}{R_p} \dots\dots\dots(2-9)$$

$$F_e = \frac{0,847 \text{ Nm}}{0,038 \text{ m}} = 22.3 \text{ N}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \theta} \dots\dots\dots(2-10)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,71^{0,3 \cdot 3,14}$$

$$F_1 = 2,558 F_2 \dots\dots\dots(2-11)$$

Dari substitusi persamaan (2-11) ke persamaan (2-8) didapatkan:

$$F_e = 2,558 F_2 - F_2$$

$$22.3 \text{ kgf} = 1,558 F_2$$

$$F_2 = 14.3 \text{ N}$$

$$F_1 = 2,558 F_2$$

$$F_1 = 36,6 \text{ N}$$

4.4.6 Tegangan Maksimum pada *Belt*

Tegangan maksimum pada *belt* dapat diketahui dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2.A} + \frac{\gamma.v^2}{10.g} + E_b \frac{h}{D_{\min}} \dots\dots\dots(2-12)$$

Dimana diketahui:

- $h = 8 \text{ mm}$
- $\gamma = 1,3 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran7)
- $E_b = 800 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran 7)
- $\sigma_0 = 12 \text{ kg/cm}^2$ (tegangan awal untuk V-belt)
- $F_e = 22,3 \text{ N}$
- $A = 0,81 \text{ cm}^2$
- $v_b = 0,845 \text{ m/s}$
- $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- $D_p = 76,2 \text{ mm}$

Sehingga:

$$\sigma_{\max} = 12 \frac{kg}{cm^2} + \frac{22,3 N}{2,0,81 cm^2} + \frac{1,3 \frac{kg}{dm^3} (0,845 \frac{m}{s})^2}{10 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} +$$

$$800 \frac{kg}{cm^2} \frac{8 mm}{76,2 mm}$$

$$\sigma_{\max} = 109 \frac{N}{cm^2}$$

4.4.7 Jumlah Belt (Z)

Dalam perencanaan belt, secara praktis biasanya terlebih dahulu ditentukan dulu tipe dari belt, sehingga didapatkan harga $b = 13 \text{ mm}$ dan $h = 8 \text{ mm}$ dari tabel, kemudian menghitung harga σ_d , sehingga dapat dicari jumlah belt (Z).

Dimana:

$$\sigma_d = \frac{F_e}{b \cdot h}$$

$$\sigma_d = \frac{22,3}{13 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}} = 0,21 \frac{N}{mm^2}$$

Perhitungan jumlah belt dapat dicari dengan menggunakan rumus:

$$Z = \frac{F_e}{\sigma_d \cdot A}$$

$$Z = \frac{22,3 N}{0,21 \frac{N}{mm^2} \cdot 81 \text{ mm}^2}$$

$$Z = 1,3$$

Sehingga menggunakan 2 buah belt.

4.4.8 Perhitungan Umur Belt

Umur belt dapat diketahui dari rumus:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot Z} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{\max}} \right]^m$$

dimana diketahui:

$$N_{base} = 10^7 \text{ cycle}$$

Setelah mendapatkan nilai τ_{\max} , selanjutnya menentukan nilai (u),

$$u = v/L$$

$$u = 11 \frac{m}{s} / 1,1m$$

maka $u = 10 \frac{1}{s}$

$$Z = 2 \text{ buah}$$

$$\sigma_{fat} = 90 \frac{N}{cm^2}$$

$$\sigma_{max} = 109 \frac{N}{cm^2}$$

$$m = 8 \text{ (konstanta } v - belt)$$

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 10 \cdot 2} \left[\frac{90}{109} \right]^8$$

$$H = 45,3 \text{ jam}$$

4.5 Perencanaan Poros

4.5.1 Jenis Bahan Poros yang Digunakan

Sebelum perencanaan poros, terlebih dahulu ditentukan bahann poros yang digunakan, daya motor yang digunakan dan putaran yang diperlukan oleh poros.

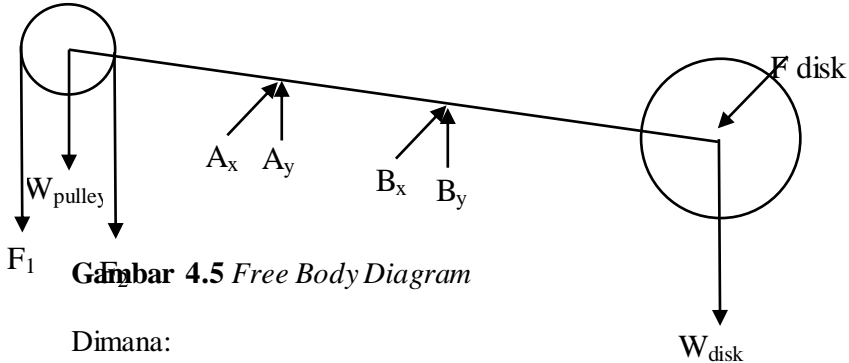
Adapun keterangannya sebagai berikut:

Bahan poros: S 45 C

Putaran poros: 2850 rpm

$$\sigma_{yp} = 40,6 \times 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

4.5.2 Free Body Diagram (Diagram Benda Bebas)



Gambar 4.5 Free Body Diagram

Dimana:

F_1 = gaya belt kencang

F_2 = gaya belt kendur

A_x = gaya yang terjadi pada titik A , arah horizontal

B_x = gaya yang terjadi pada titik B , arah horizontal

A_y = gaya yang terjadi pada titik A dengan arah vertikal

B_y = gaya yang terjadi pada titik B dengan arah vertikal

W_{pulley} = beban pulley

W_{disk} = beban ringan

F_{disk} = Gaya pemotongan

4.5.3 Menghitung Beban Poros

Diketahui:

$$F_1 = 36,6 \text{ N}$$

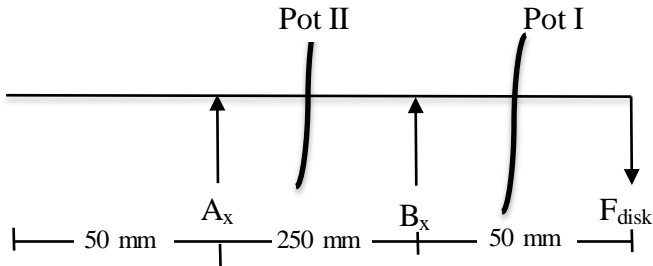
$$F_2 = 14,3 \text{ N}$$

$$W_{pulley} = 7 \text{ N}$$

$$W_{disk} = 16 \text{ N}$$

$$F_{disk} = 19,8 \text{ N}$$

4.5.3.1 Tinjauan Horizontal



Gambar 4.6 Tinjauan Horizontal

Maka reaksi tumpuan yang didapatkan:

$$+\uparrow \sum F_x = 0$$

$$A_x + B_x - F_{disk} = 0 \quad \dots\dots\dots(2-15)$$

$$A_x + B_x - 19,8 \text{ N} = 0$$

$$A_x + B_x = 19,8 \text{ N} \quad \dots\dots\dots(2-16)$$

$$\curvearrowright + \sum M_B = 0$$

$$F_{disk}(50\text{mm}) - A_x(250\text{mm}) = 0$$

$$19,8(50) - A_x(250) = 0$$

$$980 - A_x(250) = 0$$

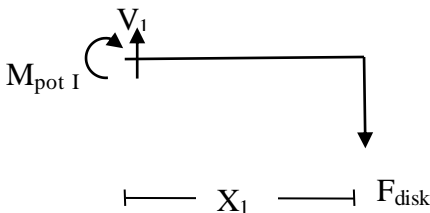
$$A_x = 3,96 \text{ N} \quad \dots\dots\dots(2-17)$$

Dari persamaan substitusi persamaan (2-17) ke persamaan (2-16) didapat nilai A_x :

$$A_x + B_x = 19,8 \text{ N}$$

$$B_x = 19,8 - 3,96$$

$$B_x = 15,84 \text{ N}$$



Gambar 4.7 Potongan Momen Bending I Horizontal

$$+\uparrow \sum F_x = 0$$

$$V_1 - F_{disk} = 0 \quad \dots\dots\dots(2-15)$$

$$V_1 = F_{disk}$$

$$19,8 \text{ kgf} = V_1$$

$$\curvearrowright + \sum M_{pot I} = 0$$

$$F_{disk}(x_1) + M_{pot I} = 0$$

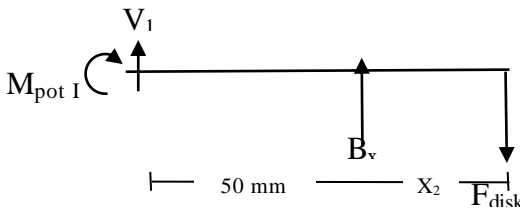
$$M_{pot I} = F_{disk}(x_1)$$

$$M_{pot I} = 19,8N(x_1)$$

$$0 \leq X \leq 50 \text{ mm}$$

X	Mpot
1	19.8
5	99
10	198
15	297
20	396
25	495
30	594
35	693
40	792
45	891
50	990

Potongan II



Gambar 4.8 Potongan Momen Bending II Horizontal

$$+\uparrow \sum F_x = 0$$

$$-F_{disk} + B_x + V_2 = 0 \quad \dots\dots\dots(2-15)$$

$$V_2 = F_{disk} - B_x$$

$$19,8N - 15,84kgf = V_2$$

$$V_2 = 3,96kgf$$

$$\curvearrowright + \sum M_{pot I} = 0$$

$$F_{disk}(50 + x_2) - B_x(x_2) - M_{pot I} = 0$$

$$M_{pot II} = F_{disk}(50 + x_2) - B_x(x_2)$$

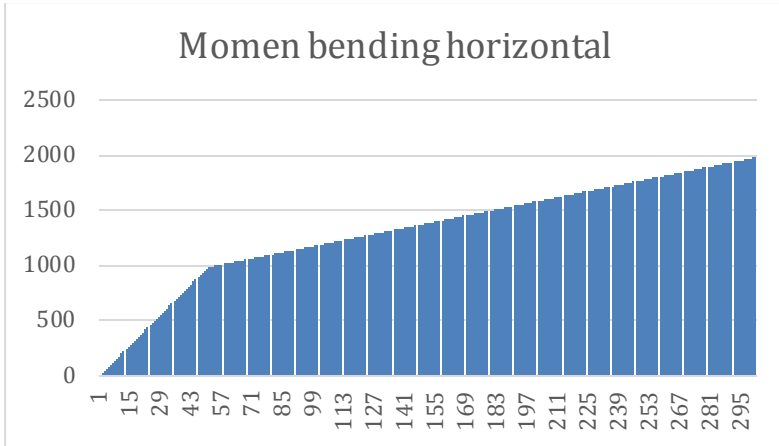
$$M_{pot II} = 19,8(50 + x_2) - 15,84(x_2)$$

$$M_{pot II} = (990 + 19,8(x_2) - 15,84(x_2))$$

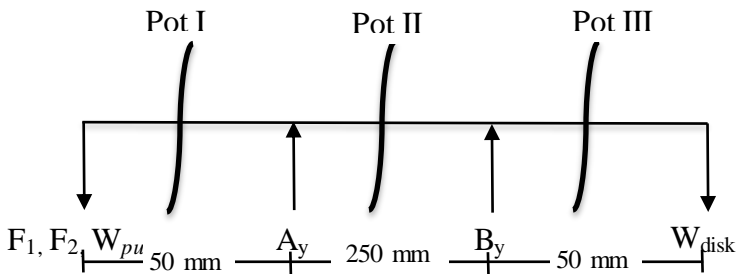
$$M_{pot II} = 990 + 3,96(x_2)$$

$$0 \leq X_2 \leq 250 \text{ mm}$$

X	Mpot
1	983.96
25	1079
50	1178
75	1277
100	1376
125	1475
150	1574
175	1673
200	1772
225	1871
250	1970



4.5.3.2 Tinjauan Vertikal



Gambar 4.9 Tinjauan Vertikal

Diketahui:

$$F_1 = 36,6 \text{ N}$$

$$F_2 = 14,3 \text{ N}$$

$$W_{pulley} = 7 \text{ N}$$

$$W_{disk} = 16 \text{ N}$$

Maka reaksi tumpuan yang didapatkan:

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$-F_1 - F_2 - W_{pulley} + A_y + B_y - W_{disk} = 0 \quad \dots\dots\dots(2-15)$$

$$-36,6 \text{ N} - 14,3 \text{ N} - 7 \text{ N} + A_y + B_y - 16 \text{ N} = 0$$

$$A_y + B_y = 73,9 \text{ N} \quad \dots\dots\dots(2-16)$$

$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum M_A &= 0 \\ -W_{pulley}(50\text{mm}) - F_1(50\text{mm}) - F_2(50\text{mm}) - \\ B_y(250\text{mm}) + W_{disk}(300\text{mm}) &= 0 \\ -7\text{N}(50\text{mm}) - 36,6\text{N}(50\text{mm}) - 14,4 \text{ N}(50\text{mm}) + \\ 16 \text{ N}(300\text{mm}) &= -B_y(250\text{mm}) \\ -2895\text{Nmm} + 4800\text{Nmm} &= 250\text{mm} \cdot B_y \end{aligned}$$

$$B_y = \frac{1905\text{Nmm}}{250 \text{ mm}}$$

$$B_y = 7,62 \text{ N} \quad (\uparrow) \quad \dots\dots\dots(2-17)$$

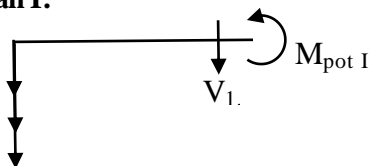
Dari persamaan substitusi persamaan (2-17) ke persamaan (2-16) didapat nilai A_y :

$$A_y + B_y = 73,9$$

$$A_y = 73,9 - 7,62$$

$$A_y = 66,28 \text{ N}$$

Potongan I:



$$F_1, F_2, W_{pulley} \quad X_1 \quad \longrightarrow$$

Gambar 4.10 Potongan Momen Bending I Vertikal

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$-F_1 - F_2 - W_{pulley} - V_1 = 0$$

$$V_1 = -36,6 \text{ N} - 14,3 \text{ N} - 7 \text{ N}$$

$$V_1 = -57,9 \text{ kgf}$$

$$\curvearrowright + \sum M_{pot I} = 0$$

$$-F_1(x_1) - F_2(x_1) - W_{pulley}(x_1) - M_{pot I} = 0$$

$$-36,6(x_1) - 14,3 \text{ N}(x_1) - 7 \text{ N}(x_1) = M_{pot I}$$

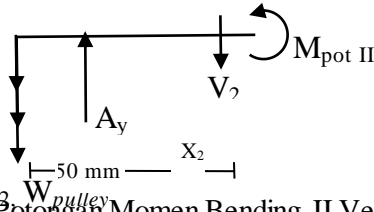
$$-57,9(x_1) = M_{pot I}$$

Dimana nilai x_1 :

$$0 \leq x_1 \leq 50 \text{ mm}$$

X	M _{pot}
1	57.9
5	289.5
10	579
15	868.5
20	1158
25	1447.5
30	1737
35	2026.5
40	2316
45	2605.5
50	2895

Potongan II:



Gambar 4.11 Potongan Momen Bending II Vertikal

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$-F_1 - F_2 - W_{pulley} + A_y - V_2 = 0$$

$$V_2 = -36,6N - 4,3N - 7N + 66,28N$$

$$V_2 = 8,38N$$

$$\curvearrowleft + \sum M_{pot II} = 0$$

$$-F_1(50mm + x_2) - F_2(50mm + x_2) - W_{pulley}(50mm + x_2) - A_y(x_2) - M_{pot II} = 0$$

$$M_{pot II} = -36,6N(50mm + x_2) - 14,3N(50mm + x_2) - 7N(50mm + x_2) + 66,28(x_2)$$

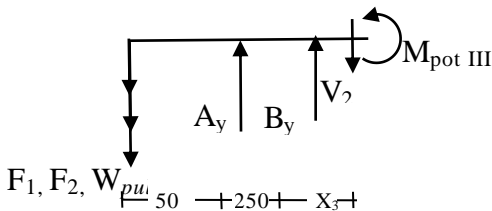
$$M_{pot II} = -2895 \text{ Nmm} + 8,38(x_2)$$

Dimana nilai x_2 :

$$0 \leq x_2 \leq 250 \text{ mm}$$

X	Mpot
0	-2895
25	-2685.5
50	-2476
75	-2266.5
100	-2057
125	-1847.5
150	-1638
175	-1428.5
200	-1219
225	-1009.5
250	-800

Potongan III:



Gambar 4.12 Potongan Momen Bending III Vertikal

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$-F_1 - F_2 - W_{pulley} + A_y + B_y - V_3 = 0$$

$$V_3 = -36,6 \text{ N} - 14,3 \text{ N} - 7 \text{ N} + 66,28 + 7,62 \text{ kgf}$$

$$V_3 = 16 \text{ N}$$

$$\curvearrowright + \sum M_{pot III} = 0$$

$$-F_1(300\text{mm} + x_3) - F_2(300\text{mm} + x_3) - W_{pulley}(300\text{mm} + x_3) - A_y(250\text{mm} + X_3) + B_y(X_3) - M_{pot III} = 0$$

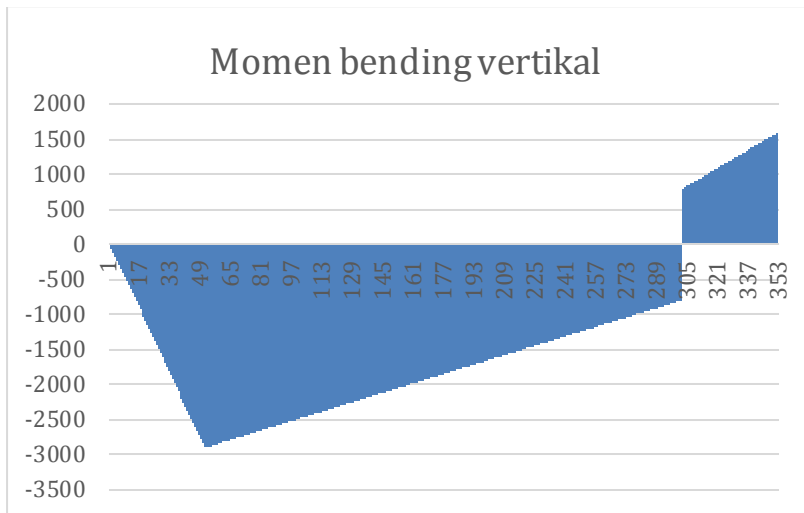
$$M_{pot III} = -36,6 N(300mm + x_3) - 14,3N(300mm + x_3) - 7N(300mm + x_3) + 66,28(250mm + x_3) + 7,62(x_3)$$

$$M_{pot II} = 800Nm + 16N(x_3)$$

Dimana nilai x_3 :

$$0 \leq X_3 \leq 50 mm$$

X	Mpot
1	816
5	880
10	960
15	1040
20	1120
25	1200
30	1280
35	1360
40	1440
45	1520
50	1600



4.5.4 Momen Bending Terbesar (M_b)

Dari perhitungan M_b di atas, didapat nilai M_b terbesar yaitu:

$$\begin{aligned} M_{tot} &= \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \\ &= \sqrt{1970^2 + 2895} \\ &= 3501 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

4.5.5 Perhitungan Momen Torsi (M_t)

Besar momen torsi pada poros yang terjadi didapatkan dari rumus:

$$M_t = 9,74 \times 10^5 \frac{P}{n}$$

Dimana diketahui:

$$Pd = 1,164 \text{ kW}$$

$$n = 2850 \text{ rpm}$$

Sehingga:

$$M_t = 9,74 \times 10^5 \frac{1772 \text{ kW}}{2850 \text{ rpm}}$$

$$M_t = 605 \text{ N.mm}$$

4.5.6 Perhitungan Diameter Poros

Diameter poros dapat dicari dengan cara:

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 M_b^2 + 16^2 M_t^2)}{\pi^2 \left(\frac{ks \cdot Syp}{sf}\right)^2}}$$

dimana diketahui:

$$M_b = 3501 \text{ N.mm}$$

$$M_t = 605 \text{ N.mm}$$

$$k_s = 0,8$$

$$sf = 2$$

$$\begin{aligned} ds &\geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 (3501 \text{ N.mm})^2 + 16^2 (605 \text{ N.mm})^2)}{\pi^2 \left(\frac{0,8 \cdot 40,6 \text{ kg.mm}}{2}\right)^2}} \\ ds &\geq 10,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

Agar perencanaan poros tersebut aman apabila nilai diameter poros $\geq 10,4$ mm, sehingga pada perencanaan mesin pemotong kayu menggunakan diameter 30 mm.

4.6 Pasak

Untuk menghitung pasak yang terdapat poros yaitu :

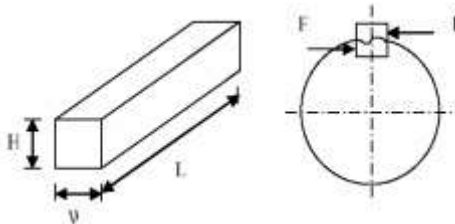
❖ Pasak pada Poros

$D_{\text{poros}} = 30$ mm, maka didapatkan data-data sebagai berikut :

$$W = \frac{1}{2} (\frac{1}{2} \text{ Inchi}) = \frac{1}{2} \cdot 12,7 = 6,35 \text{ mm}$$

$$fk = 2,5$$

Bahan pasak yaitu baja S30C dengan kekuatan tarik 48 N/mm² dan $S_{\text{syp}} 38,4$ N/mm²



Gambar 4.13. Dimensi pasak

4.6.1 Tinjauan Terhadap Geser pada Poros

Sebelum mengetahui tegangan geser yang terjadi pada pasak maka menghitung gaya pada pasak menggunakan rumus :

4.6.1.1 Gaya pada pasak

Besarnya gaya pada pasak adalah :

$$F = \frac{T_{\text{tot}}}{0,5 \cdot D_p}$$

$$F = \frac{2970 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,5 \cdot 30 \text{ mm}}$$

$$F = 198 \text{ N}$$

4.6.1.2 Panjang pada pasak

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi :

$$\frac{2 \cdot T_1}{W \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k}$$

Jadi :

$$L \geq \frac{2 \cdot T_{poros} \cdot f_k}{W \cdot D_p \cdot S_{syp}}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot 2970 N \cdot mm \cdot 2,5}{6,35 mm \cdot 0,58 \cdot 30 mm \cdot 38,4 N/mm^2}$$

$$L \geq \frac{14850 N \cdot mm}{4142,8 N}$$

$$L \geq 3,5 mm$$

4.6.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi pada Poros

4.6.2.1 Panjang pada pasak

Syarat yang harus dipenuhi agar pasak aman adalah :

$$\frac{4 \cdot T_{poros}}{W \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k}$$

$$L \geq \frac{4 \cdot T_{poros} \cdot f_k}{W \cdot D_p \cdot S_{syp}}$$

$$L \geq \frac{4 \cdot 2970 N \cdot mm \cdot 2,5}{6,35 mm \cdot 1,30 mm \cdot 38,4 N/mm^2}$$

$$L \geq \frac{29700 N \cdot mm}{7315,2 N}$$

$$L \geq 4,06 mm$$

4.7 Perhitungan Bearing

Dari analisa dan perhitungan pada bagian sebelumnya diperoleh data-data sebagai berikut :

4.7.1 Perhitungan Bearing pada Poros

1. Diameter Poros (D_p) : 30 mm
2. Gaya bantalan di titik A (F_{Ax})= 3,9N
(F_{Ay})= 66,8N

4.7.1.1 Gaya Radial pada Bantalan A

Gaya radial pada bantalan A dapat dihitung dengan rumus:

$$F_{rA} = \sqrt{(F_{Ax})^2 + (F_{Ay})^2}$$

$$F_{rA} = \sqrt{(3,9)^2 + (66,8)^2}$$

$$F_{rA} = 4477,4$$

$$F_{rA} = 66,9 \text{ N}$$

Perhitungan Beban Equivalent Pada Bantalan A:

Untuk mengetahui beban ekuivalen dapat diketahui melalui persamaan :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$\frac{i \cdot F_a}{C_o} = \frac{1 \cdot 3,9}{3340} = 0,013$$

$$\text{Jadi : } e = 0,019$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3,9}{1 \cdot 66} = 0,059$$

Sehingga :

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$$

Maka : X = 1 dan Y = 0

Nilai F_s ball bearing = 1 (Steady Load)

$V_1 = 1$ (ring dalam yang berputar)

Jadi :

$$P_a = X \cdot V_1 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_a = F_s (X \cdot V_1 \cdot F_r) + 0 \cdot 39 \text{ N}$$

$$P_a = 1(1 \cdot 1 \cdot 66,8 \text{ N}) + (0,3,9)$$

$$P_a = 66,8 \text{ N}$$

4.9.1.3 Menghitung Umur Bantalan

Untuk mengetahui berapa umur bantalan yang nantinya diganti baru, maka umur bantalan sebaiknya diganti dengan umur:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

Dimana :

C = 1670 kgf (ball bearing)

b = 3.0 (untuk ball bearing)

n = 2850 rpm (putaran poros)

Jadi :

• **Bantalan A**

Untuk mengetahui umur Bantalan A :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P_a} \right)^b$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 2850 rpm} \left(\frac{1670}{66,8} \right)^3$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{171000 rpm} (197)$$

$$L_{10} = 115395 \text{ jam}$$

LAMPIRAN 1. (Tabel Konversi)

TABLE . : <i>Conversion Factors</i>	
Area	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K	
= 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

LAMPIRAN 2. (Lanjutan Tabel Konversi)

TABLE (Continued) Conversion Factors			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N·m	= 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft	= 1.355 818 N·m
Momentum (mV)			
1 kg·m/s	= 7.232 94 lbm·ft/s	1 lbm·ft/s	= 0.138 256 kg·m/s
	= 0.224809 lbf·s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf·ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf·ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m·s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	1 psi	= 0.068 95 bar
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 m m Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf·ft/lbm	1 lbf·ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

LAMPIRAN 3. (Tabel Tegangan Kayu)
Sumber:PKKI 1961

a. Tegangan yang diperkenankan untuk kayu mutu A.

	Kelas kuat					Jati (Tectonagrandis)
	Kl I	Kl II	Kl III	Kl IV	Kl V	
σ_{lt} (kg/cm ²)	150	100	75	50	-	130
$\sigma_{tk //} = \sigma_{tr //}$ (kg/cm ²)	130	85	60	45	-	110
$\sigma_{tk \perp}$ (kg/cm ²)	40	25	15	10	-	30
$\bar{\tau}_{//}$ (kg/cm ²)	20	12	8	5	-	15

LAMPIRAN 4. (Tabel Specific Cutting Force)

Table 23.1 Specific cutting forces

Material	k_{cl1} in N/mm	z	Specific cutting force k_{ca} in N/mm ² for f in mm						
			0,1	0,16	0,25	0,4	0,63	1,0	1,6
S 235 JR	1780	0,17	2630	2430	2250	2080	1930	1780	1640
E 295	1990	0,26	3620	3210	2850	2530	2250	1990	1760
E 335	2110	0,17	3120	2880	2670	2470	2280	2110	1950
E 360	2260	0,30	4510	3920	3430	2980	2600	2260	1960
C 15	1820	0,22	3020	2720	2470	2230	2020	1820	1640
C 35	1860	0,20	2950	2680	2450	2230	2040	1860	1690
C 45, C 45 E	2220	0,14	3070	2870	2700	2520	2370	2220	2080
C 60 E	2130	0,18	3220	2960	2730	2510	2320	2130	1960
16 MnCr 5	2100	0,26	3820	3380	3010	2660	2370	2100	1860
18 CrNi 6	2260	0,30	4510	3920	3430	2980	2600	2260	1960
34 CrMo 4	2240	0,21	3630	3290	3000	2720	2470	2240	2030
GJL 150	1020	0,25	1810	1610	1440	1280	1150	1020	910
GJL 250	1160	0,26	2110	1870	1660	1470	1310	1160	1030
GE 260	1780	0,17	2630	2430	2250	2080	1930	1780	1640
White cast iron	2060	0,19	3190	2920	2680	2450	2250	2060	1880
Brass	780	0,18	1180	1090	1000	920	850	780	720

LAMPIRAN 5. (Diameter Pule Kecil)

Tabel 3-11. Diameter Pule yang kecil

Type Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yg diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

(Sumber : Sularso, 2004 : 186)

LAMPIRAN 6. (Koefisien Gesek Antara Belt dan Pule)

Belt dan Pule

Tabel 3-1. Koefisien gesek antara belt dan pule *Peking!*

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather:</u>				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton:</u>				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u> ✓	0.35	0.32	0.30	0.30

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 206)

LAMPIRAN 7. (Faktor Koreksi Belt)

Belt dan Pule

Tabel 3-10. Faktor koreksi Belt.

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak >100%		
	Motor AC (momen normal, sangkar hujung sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
<i>Variasi beban sangat kecil</i>						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tapis ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
<i>Variasi beban kecil</i>						
Konveyor sabuk(pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin/lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Variasi beban sedang</i>						
Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan pala, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
<i>Variasi beban besar</i>						
Penghancur, gilingan bola atau mung, pengangkat, mesin pabrik karet (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

(Sumber : Sularso, 2004 : 165)

LAMPIRAN 8. (Dimensi dan Beban Belt)

Tabel (3-2). Dimensi dan bahan untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Intermatted rubber	Woven synthetic
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-33
Thickness h in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kg/cm ²	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100 kg/cm ²	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{max}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kg/dm ³	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constant a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elasticity, E_s in kg/cm ²	1.000-1.500	800-1.200	300-600	-	1.000-1.200	-

Source: (Dobrowsky, 1985: 214)

LAMPIRAN 9. (Beban Equivalen Bearing)

Lampiran IV : Beban Equivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact angular α , deg	(i Fa/Co)	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e
		(Fa/V.Fr) > e		(Fa/V.Fr) < e		(Fa/V.Fr) > e		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Radial Contact Ball Bearing								
	0.014	0.56	2.30	1	0	0.56	2.30	0.19
	0.028		1.99				1.99	0.22
	0.056		1.71				1.71	0.28
	0.084		1.55				1.55	0.28
	0.110		1.45				1.45	0.30
	0.170		1.31				1.31	0.34
	0.280		1.15				1.15	0.38
	0.420		1.04				1.04	0.42
	0.560		1.00				1.00	0.44
Angular Contact Ball Bearing								
5	0.014	0.56	2.30	Use X,Y and e evaluates applicable to single- row radial contact bearing	0.78	2.78	3.74	0.23
	0.028		1.99			2.40	3.23	0.26
	0.056		1.71			2.07	2.78	0.30
	0.085		1.55			1.87	2.52	0.34
	0.110		1.45			1.75	2.36	0.36
	0.170		1.31			1.58	2.13	0.40
	0.280		1.15			1.39	1.87	0.45
	0.420		1.04			1.26	1.69	0.50
	0.560		1.00			1.63	0.52	
10	0.014	0.46	1.88	1.0	0.75	2.18	2.30	0.19
	0.029		1.71			1.96	1.99	0.22
	0.057		1.52			1.76	1.71	0.26
	0.086		1.41			1.63	1.55	0.28
	0.110		1.34			1.55	1.45	0.30
	0.170		1.23			1.42	1.31	0.34
	0.290		1.10			1.27	1.15	0.38
	0.430		1.01			1.17	1.04	0.42
	0.570		1.00			1.00	0.44	

Catatan

$(Fa/V.Fr) = e$, maka: $X = 1$ dan $Y = 0$ (Single-row Bearing)

Sumber : Deustchman, 1975

LAMPIRAN 10. (Standar Dimensi pada Rolling Bearing)

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing
(Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Dimension Series 03																
Bearing Row, d	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Width B mm	Self-aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing				
				Co	C	Co	C	Co	C	Co	C					
4	16	0.012	5													
5	19	0.012	6													
6																
7																
8																
9																
10	35	0.024	11				845	1400								
12	37	0.039	12	530	1630	1040	1680									
15	42	0.039	13	550	1650	1220	1950									
17	47	0.039	14	820	2170	1470	2340									
20	52	0.039	15	900	2160	1750	2750	1520	3000							
25	62	0.039	17	1350	3110	2390	3560	2870	4220	2870	5130	6000	6700			
30	72	0.039	19	1740	3700	3340	4850	3340	5370	3340	6760	8500	9500			
35	80	0.059	21	2210	4350	4020	5750	4820	6340	5370	8830	9600	10800			
40	90	0.059	23	2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12500	13700			
45	100	0.059	25	3580	6680	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17600			
50	110	0.079	27	3830	7510	8010	10700	9200	11100	11700	18300	19300				

Source: Decisions 1975

LAMPIRAN 11. (Bahan Poros) *(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1994.Hal 192)*

Tabel 1.1 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang ditarik dingin untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Pelakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang ditarik dingin	S35C-D	"	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	"	60	
	S55C-D	"	72	

Tabel 1.2 Baja paduan untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Pelakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	"	85
	SNC 3	"	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	"	85
	SNCM 2	"	95
	SNCM 7	"	100
	SNCM 8	"	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	"	100
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	"	80
	SCr 4	"	85
	SCr 5	"	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	"	85
	SCM 3	"	95
	SCM 4	"	100
	SCM 7	"	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	"	95
	SCM23	"	100

LAMPIRAN 12. (Bahan Poros)
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1994.Hal 192)

Tabel 1.5 Standar baja.

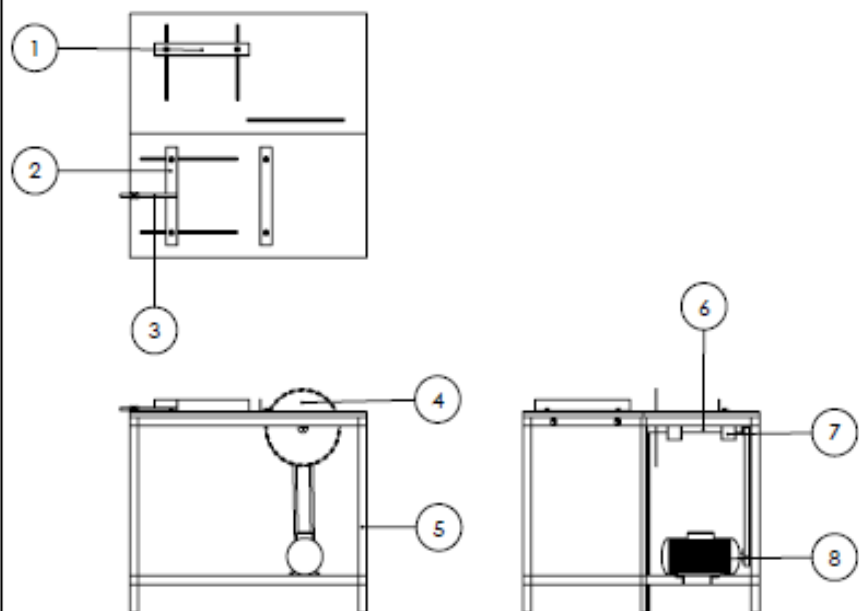
Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon konstruksi mesin	S23C	AISI 1025, BS060A25
	S30C	AISI 1030, BS060A30
	S35C	AISI 1035, BS060A35, DIN C35
	S40C	AISI 1040, BS060A40
	S45C	AISI 1045, BS060A45, DIN C45, CK45
	S50C	AISI 1050, BS060A50, DIN 58 50.11
	S55C	AISI 1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45 50,55	ASTM A105-73
Baja nikel khrom	SNC	BS 653M31
	SNC22	BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM 1	AISI 4337
	SNCM 2	BS830M31
	SNCM 7	AISI 8645, BS En100D
	SNCM 8	AISI 4340, BS817M40, 816M40
	SNCM22	AISI 4315
	SNCM23	AISI 4320, BS En325
	SNCM25	BS En39B
Baja khrom	SCr 3	AISI 5115, BS530A36
	SCr 4	AISI 5140, BS530A40
	SCr 5	AISI 5145
	SCr21	AISI 5115
	SCr22	AISI 5120
Baja khrom molibden	SCM7	AISI 4130, DIN 34CrMo4
	SCM3	AISI 4135, BS708A37, DIN34CrMo4
	SCM4	AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4
	SCM5	AISI 4145, DIN50CrMo4

LAMPIRAN 13.Dokumentasi

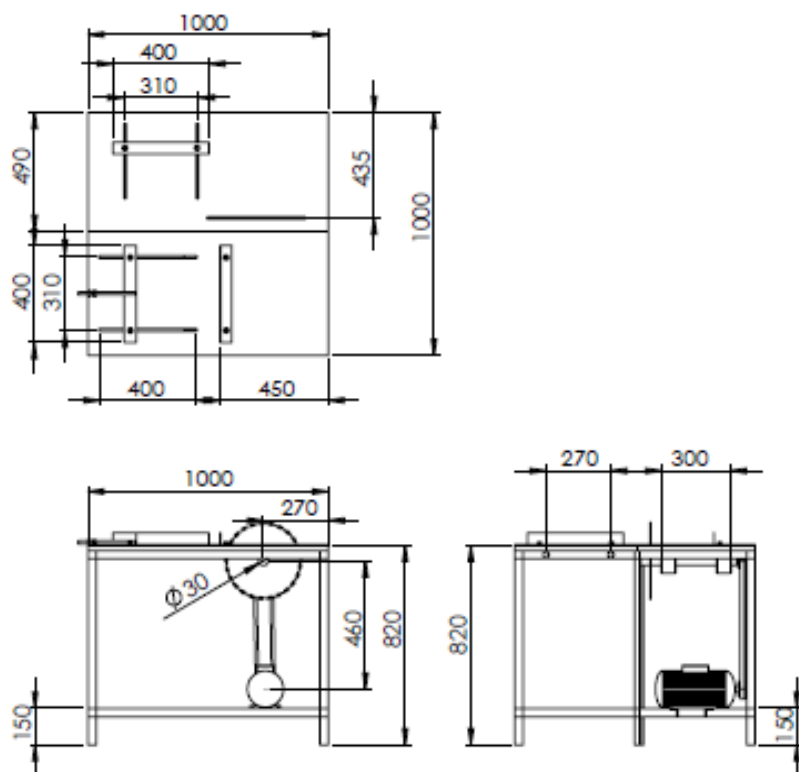



LAMPIRAN 13.Mesin

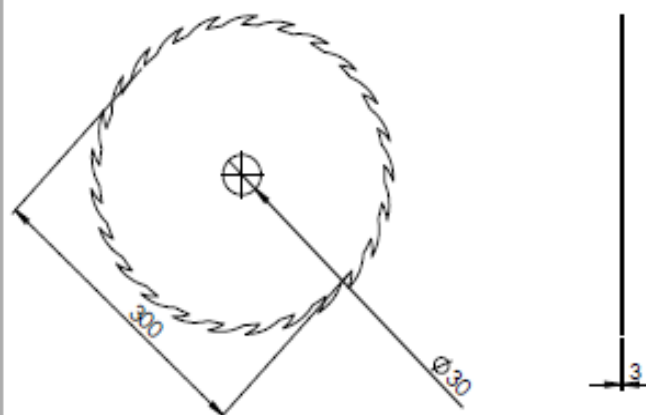


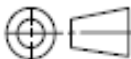


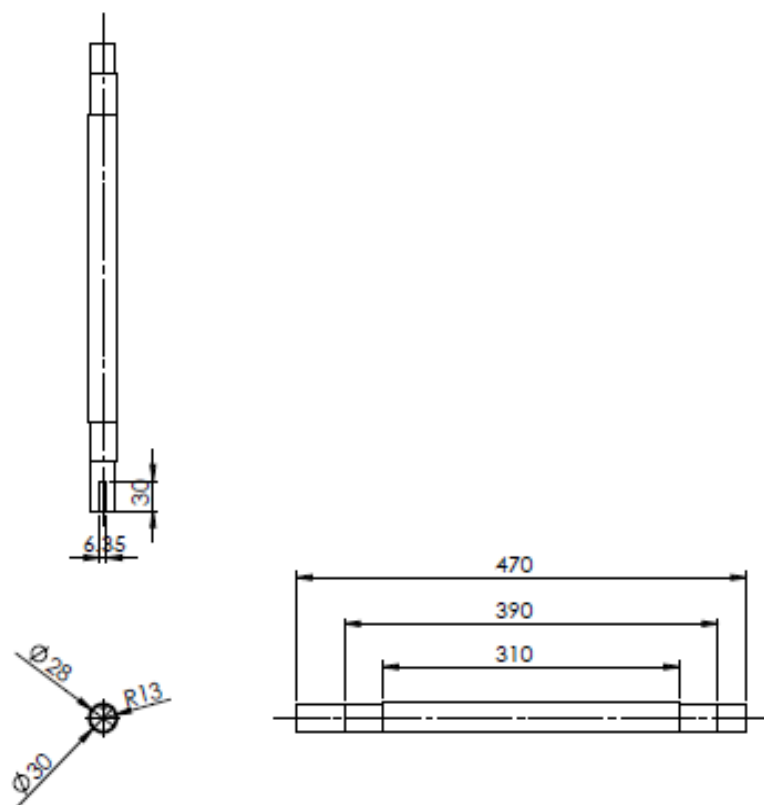
8	1	MOTOR AC 1.5 HP			
7	2	BEARING	BALL BEARING	ø30	
6	1	POROS	AISI 1045	350	
5	1	FRAME	SIKU 50X50X5		
4	1	CIRCULAR SAW	TCT	ø300	
3	1	SCREW PENJEPIT	M20	350	
2	1	PENJEPIT	SIKU 50X50X5	400	
1	1	STOPPER	SIKU 50X50X5	400	
NO	QTY	NAMA BAGIAN	BAHAN	UKURAN	KETERANGAN
		SKALA: 1:20	NAMA: NATRIKA S J& M. FAHRIZAL		PERINGATAN
		SATUAN:MM	NRP:2113039008&2113039018		
		TANGGAL: 27-06-2016	DILIHAT: IR SYAMSUL HADI,M.T		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS DISNAKERTRANSDUK			MESIN PEMOTONG KAYU		A4




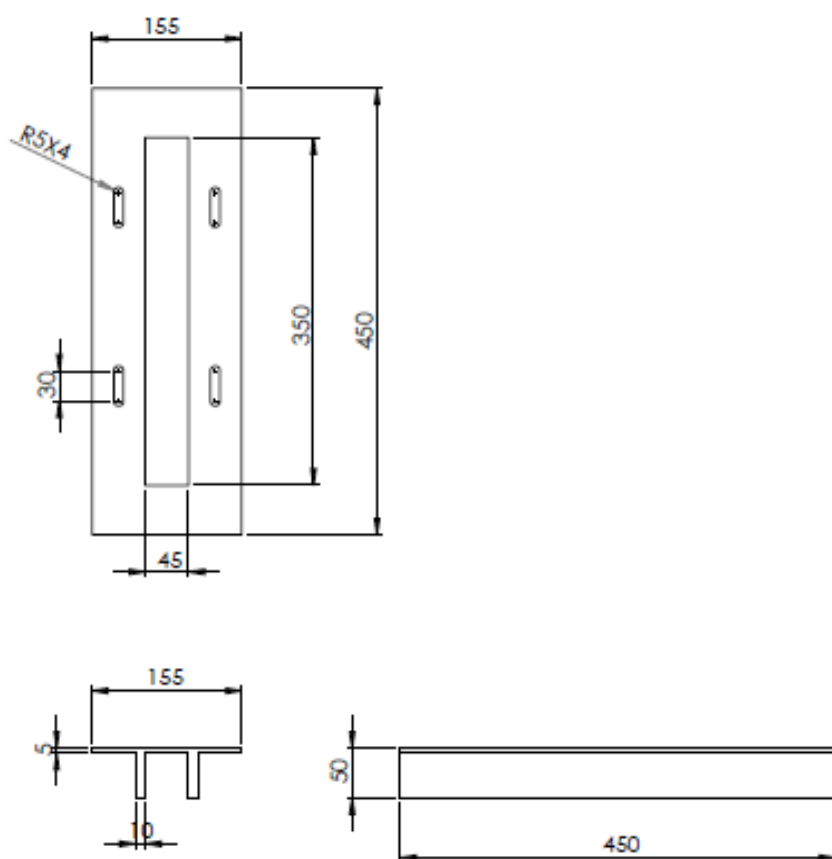
1	1	KERANGKA MESIN	SIKU 50X50X5		
NO	QTY	NAMA BAGIAN	BAHAN	UKURAN	KETERANGAN
		SKALA:1:5	NAMA: NATRIKA S J& M. FAHRIZAL		PERINGATAN
		SATUAN:MM	NRP:2113039008&2113039018		
		TANGGAL: 27-06-2016	DILIHAT: IR. SYAMSUL HADI,M.T		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS DISNAKERTRANSUDUK			KERANGKA MESIN		A4

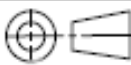


1	1	CIRCULAR SAW	TCT	Ø300	
NO	QTY	NAMA BAGIAN	BAHAN	UKURAN	KETERANGAN
	SKALA :1:20		NAMA: NATRISKA S J& M. Fahrizal		PERINGATAN
	SATUAN:MM		NRP:2113039008&2113039018		
	TANGGAL: 27-06-2018		DILIHAT: IR. SYAMSUL HADI,M.T		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS DISNAKERTRANSDUK			CIRCULAR SAW		A4



1	1	POROS	AISI 1045	Ø 30	
NO	QTY	NAMA BAGIAN	BAHAN	UKURAN	KETERANGAN
		SKALA: 1:5	NAMA: NATRISKA S J & M. FAHRIZAL		PERINGATAN
		SATUAN:MM	NRP:2113039008&2113039018		
		TANGGAL: 27-06-2016	DILIHAT: IR. SYAMSUL HADI,M.T		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS DISNAKERTRANSDUK			POROS		A4



1	1	DUDUKAN MOTOR	PLAT BAJA	5MM	
NO	JUM LAH	NAMA BAGIAN	BAHAN	UKURAN	KETERANGAN
	SKALA:1:5		NAMA: NATRISKA S J& M. FAHRIZAL		PERINGATAN
	SATUAN:MM		NRP:2113039008&2113039018		
	TANGGAL: 27-06-2016		DILIHAT: IR. SYAMSUL HADI,M.T		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS DISNAKERTRANSDUK			DUDUKAN MOTOR		A4

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan dan perencanaan pada “**Rancang Bangun Mesin Pemotong Kayu *Adjustable* Dengan Sistem *Sliding***”, diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Dari hasil pendekatan perhitungan, untuk memotong kayu dibutuhkan gaya sebesar $19,8N$
2. Dari hasil pendekatan perhitungan, untuk memotong kayu dibutuhkan Torsi sebesar $2970Nmm$
3. Daya yang dibutuhkan sebesar 886 watt dengan putaran mesin 2850 rpm.
4. Sistem transmisi yang digunakan :
 - Ukuran diameter pulley yang digunakan :
 - Diameter pulley pada motor 76,2 mm
 - Belt yang dipakai adalah tipe A dengan panjang belt 1168 mm dan menggunakan 2 buah belt.
 - Poros yang digunakan pada pisau adalah bahan AISI 1045, lambang S45C dan baja karbon konstruksi mesin dengan diameter 30 mm dan panjang 350 mm.
 - Tipe Bearing yang digunakan pada poros adalah tipe Single Row Ball Bearing.
5. Dari hasil percobaan mesin pemotong kayu :
 - Dalam waktu 0,28 menit/17 detik dapat memotong kayu dengan dimensi 40x300 mm atau 1058 mm/ menit dengan tebal 40 mm
 - Dari hasil percobaan mesin ini menghasilkan geram sebesar $117529 \text{ mm}^3/\text{menit}$

5.2 Saran

1. Pada sistem *stopper* agar dibuat lebih ergonomis lagi sehingga pada proses pengukuran kayu dapat lebih mudah dan presisi..
2. Sistem Jig and Fixture dibuat lebih mudah lagi agar pengoperasian mesin tersebut efisien.
3. Circular saw lebih besar lagi agar kayu yang sangat tebal dapat terpotong tanpa membolak-balik kayu.
4. Poros meja geser diperbaiki karena pada saat mendorong meja relatif berat karena kurang presisi penginstalan poros.

DAFTAR PUSTAKA

1. Dobrovolsky, V, K. Zablonsky, S. Mak, A. Radchik, L. Erlikh. *Machine Elements A Textbook*, Moscow
2. Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*, New York : Machmillan Publishing Co., Inc
3. Heinz Tschacht. 2007. *Applied Machining Tecnology*, New York
4. <https://id.wikipedia.org/wiki/Kayu>
5. <http://umarapallet.blogspot.co.id/2014/12/pallet-pengertian-dan-jenis.html>
6. <https://winatrading.wordpress.com/2015/06/22/mesin-potong/>
7. <https://loexie.wordpress.com/2014/08/08/membuat-sendiri-meja-fungsional-dari-krat-bekas/>
8. http://www.engineeringtoolbox.com/length-belt-fans-motors-d_872.html
9. http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Vee_belts.html
10. <https://blogmechanical.blogspot.co.id/2011/08/element-mesin-pasak-keys.html>
11. [https://en.wikipedia.org/wiki/Bearing_\(mechanical\)\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Bearing_(mechanical)))
12. https://en.wikipedia.org/wiki/Ball_bearing
13. Kalpakjian, Schmid, 2009. *Manufacturing Engginering And Technology, Sixth Edition*, Addison Wesley.
14. R.C. Hibbeler, 2001. *Engginering Mechanics Statics, Second Edition*, Practice Hall.
15. Tugas Akhir, Cahyo Widayanto, UNY, 2008



BIODATA PENULIS
Natriska Shepa julianto
2113 039 008

Penulis dilahirkan di Gresik, penulis merupakan anak kedua dari 2 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan di SDN Sidokumpul I, SMPN 1 Gresik, SMAN 1 Manyar, Gresik. Lalu kuliah di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis mendapatkan pendidikan non formal di UPT-PK Balai Latihan Kerja Surabaya. Selama duduk di bangku kuliah, penulis mengikuti FMD(Fisik Mental Disiplin) di Puslatpur Purboyo yang diselenggarakan oleh UPT-PK Balai Latihan Kerja. Dan juga melaksanakan On The Job Training di PT Petrokimia Gresik. Penulis juga pernah mengikuti PKM(Program Kreatifitas Mahasiswa) pada tahun 2014 dan 2015.

Email : anto.julian@gmail.com



BIODATA PENULIS

Muhammad Fahrizal

2113 039 018

Penulis lahir di Mojokerto, 21 April 1995 merupakan anak kedua dari dua bersaudara.

Penulis telah menempuh pendidikan di SDN Balongmojo, SMPN 1 Sooko dan SMAN 1 Sooko, Mojokerto, kemudian melanjutkan ke Institut Teknologi Sepuluh Nopember mengambil jurusan DIII Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-Disnakertansduk. Selama kuliah, penulis pernah mengikuti Pra-FMD di puslatpur Purbaya, Pra-TD, tergabung dalam Forum Komunikasi Mesin Disnaker, dan 3 kali lolos pendanaan PKM dalam bidang Penerapan Teknologi. Penulis pernah melaksanakan On The Job Training di PT Pal(Indonesia).

Email : fahrizal2113039018@gmail.com